



THESIS - TM 142501

**NUMERICAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF
TUBE BANK CONFIGURATION IN A STAGGERED
ARRANGEMENT OF TUBES TO HEAT TRANSFER
AND FLOW CHARACTERISTICS OF FLUID**

**NINA YUNINDRA
NRP. 2112 204 814**

**Advisor:
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST., MT., Ph.D.**

**MASTER PROGRAMME
FIELD STUDY OF ENERGY ENGINEERING
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2015**



TESIS - TM 142501

**STUDI NUMERIK PENGARUH KONFIGURASI PIPA
PADA SUSUNAN PIPA *STAGGERED* TERHADAP
KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN
ALIRAN FLUIDA**

**NINA YUNINDRA
NRP. 2112 204 814**

**Dosen Pembimbing:
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST., MT., Ph.D.**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG STUDI REKAYASA ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2014**

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar

Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

NINA YUNINDRA

NRP. 2112 204 814

Tanggal Ujian: 13 Januari 2015

Periode Wisuda : Maret 2015

Disetujui oleh:

1. **Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D**
NIP. 197105241997021001

(Pembimbing)

2. **Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng**
NIP. 196505051990031005

(Penguji I)

3. **Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT**
NIP. 197104051997021001

(Penguji II)

4. **Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph. D**
NIP. 197512062005011000

(Penguji III)

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Ir. Adi Suprijanto, M.T.

NIP. 196404051990021001

STUDI NUMERIK PENGARUH KONFIGURASI PIPA PADA SUSUNAN PIPA STAGGERED TERHADAP KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN ALIRAN FLUIDA

Nama mahasiswa : Nina Yunindra
NRP : 2112204814
Pembimbing : Ary Bachtiar Khrisna Putra ST, MT, Ph.D

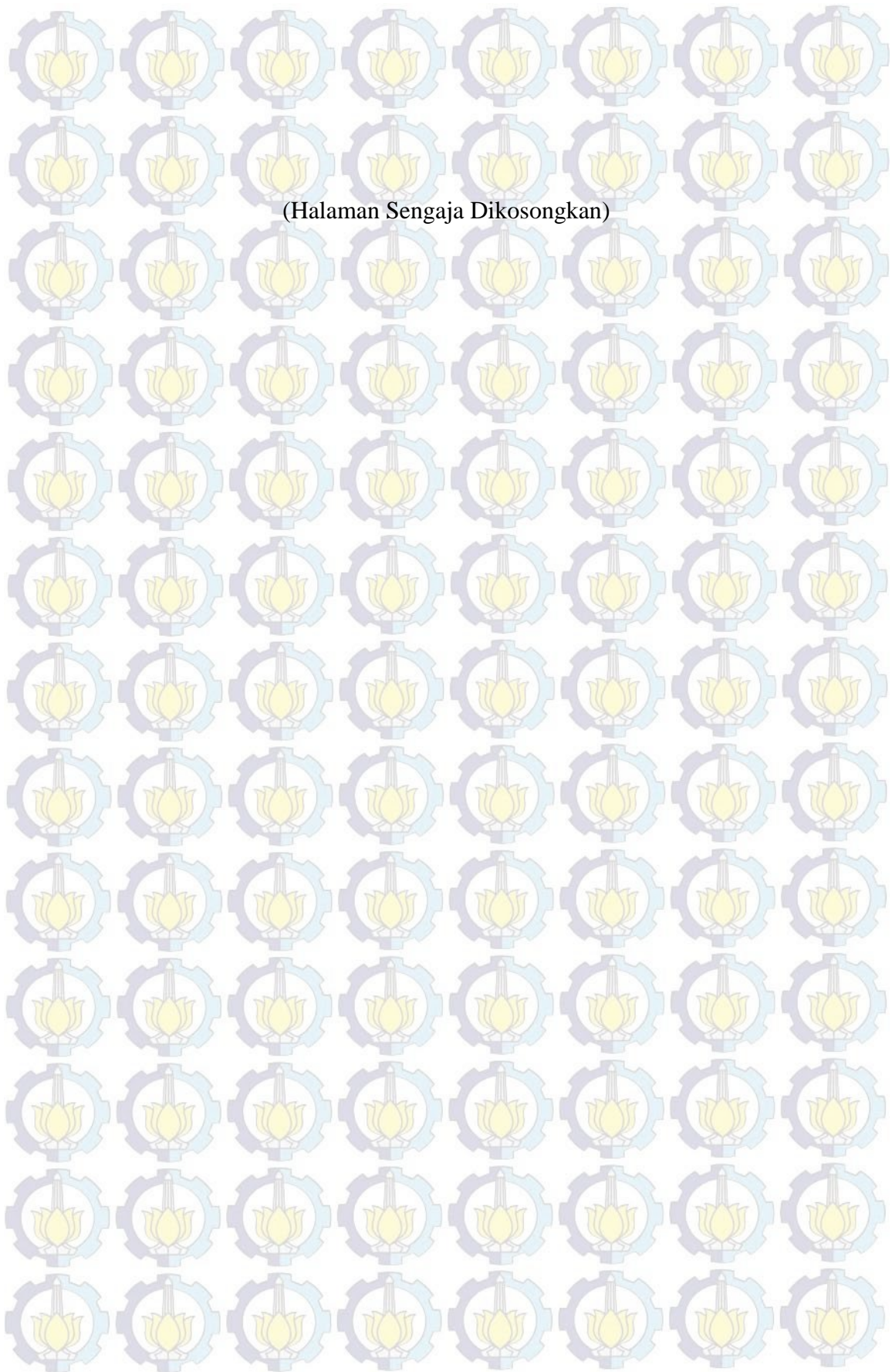
ABSTRAK

Studi numerik ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida diluar pipa yang mengalir secara *crossflow* yang terjadi pada *heat exchanger* dengan model susunan pipa yang sama seperti kondisi aktual *heat exchanger* pada salah satu PLTU milik pemerintah. Penelitian ini dilakukan khususnya pada jajaran pipa kritis, yaitu pipa yang menerima gaya dinamik terbesar akibat dari aliran fluida yang memberikan beban transversal. Terkait dengan hal tersebut, maka dilakukan modifikasi susunan pipa yang bertujuan untuk mengurangi beban tumbukan karena aliran fluida di jajaran pipa kritis. Dalam hal ini beban tumbukan karena aliran fluida dapat direpresentasikan sebagai gaya *drag* (F_D) yang dapat diwakilkan dengan nilai koefisien *drag* (C_D). Modifikasi susunan pipa tersebut dilakukan dalam 2 (dua) model. Modifikasi 1 adalah dengan mempersempit jalur lintasan aliran fluida, sedangkan modifikasi 2 adalah dengan mempersempit jalur lintasan aliran fluida dan membuat area ekspansi untuk aliran fluida tersebut. Hal tersebut dilakukan dengan tidak menambah atau mengurangi area perpindahan panas sebelumnya agar kinerja *heat exchanger* tetap terjaga optimal. Karakteristik perpindahan panas dapat diketahui dari distribusi bilangan *Nusselt* (Nu) lokal dan nilai laju perpindahan panas, sedangkan karakteristik aliran uap diketahui dari distribusi koefisien *pressure* (C_P) lokal dan nilai koefisien *drag* (C_D).

Pemodelan pada penelitian ini dilakukan secara 2 dimensi dalam kondisi *steady* dengan menggunakan model turbulensi *k-ε* standar dan disimulasikan dengan program numerik *Computational Fluid Dynamic* (CFD).

Untuk karakteristik aliran, nilai C_D total pada modifikasi 1 turun sebanyak 25,6% bila dibandingkan dengan C_D total pada susunan pipa aktual. Sedangkan untuk modifikasi 2, C_D totalnya turun hingga 40,3% dari nilai C_D total pada susunan pipa aktual. Penurunan nilai C_D total pada kedua modifikasi tersebut diikuti pula dengan penurunan nilai C_D pada jajaran pipa kritisnya. Untuk karakteristik perpindahan panas, laju perpindahan panas total pada modifikasi 1 mengalami penurunan sebesar 4%. Persentase tersebut hampir sama dengan persentase penurunan laju perpindahan panas total pada modifikasi 2. Dengan persentase penurunan nilai C_D total yang lebih banyak, dimana penurunan laju perpindahan panas totalnya hampir sama, maka *performance* susunan pipa modifikasi 2 lebih optimum bila dibandingkan dengan susunan pipa modifikasi 1.

Kata kunci: Gaya *Drag*, Koefisien *Drag*, Koefisien *Pressure*, Laju Perpindahan Panas, Bilangan *Nusselt*, *Computational Fluid Dynamic*.



NUMERICAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF TUBE BANK CONFIGURATION IN A STAGGERED ARRANGEMENT OF TUBES TO HEAT TRANSFER AND FLOW CHARACTERISTICS OF FLUID

Name of Student : Nina Yunindra
NRP : 2112204814
Advisor : Ary Bachtiar Khrisna Putra ST, MT, Ph.D

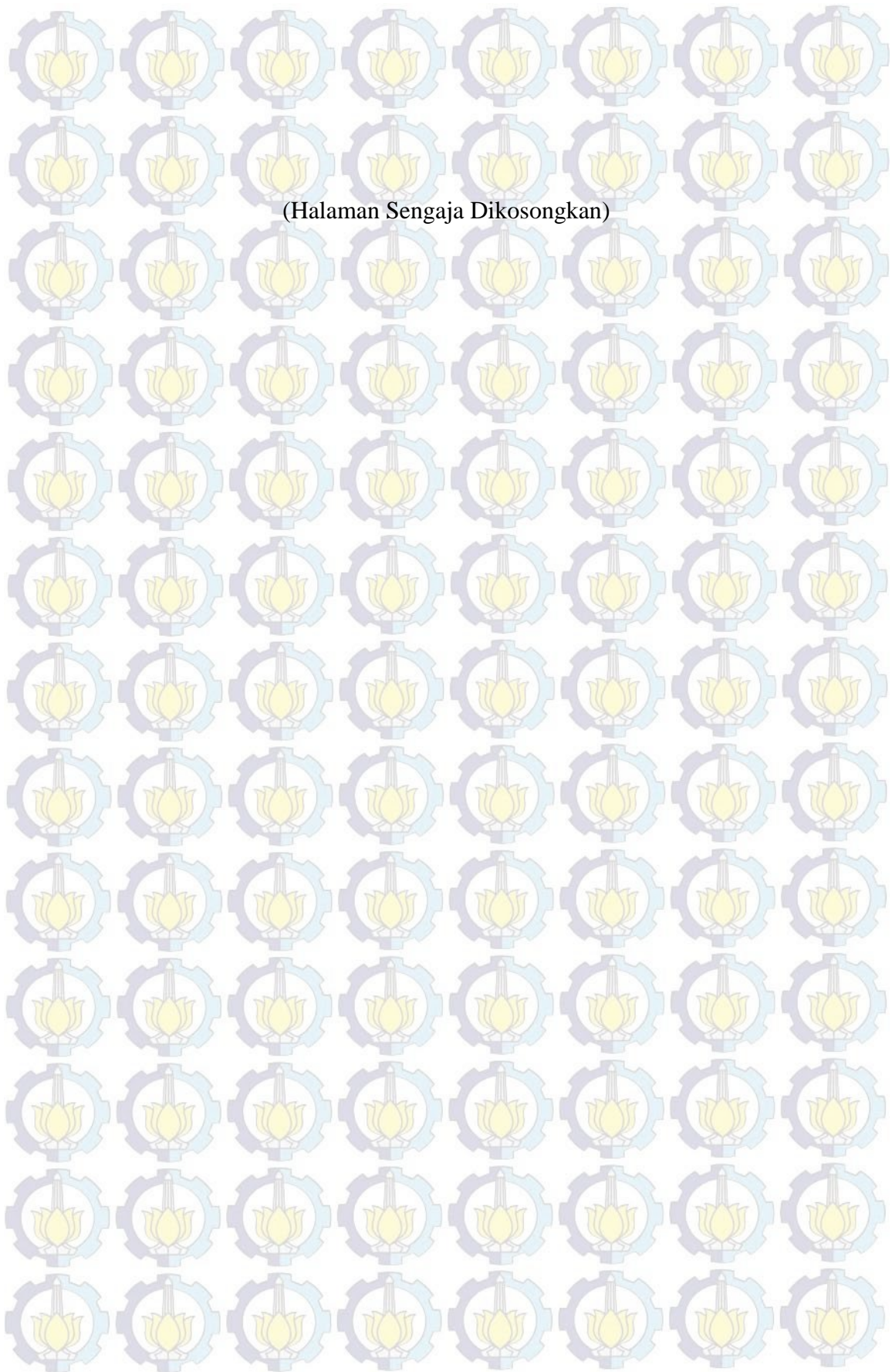
ABSTRACT

This numerical study has carried out to investigate heat transfer and flow characteristics of turbulent cross-flow in the outside of tube on heat exchanger with the same configuration of tubes as the actual condition of heat exchanger in one of government's power plants. It has done specially in the critical tubes that receive the largest dynamic forces as a result of fluid flow which provide transverse load. According to that problem, then modifications have made to reduce the collision load in the critical tubes. It can be represented by drag force (F_D) or drag coefficient (C_D). Modification of the tube arrangement has made in two models. First modification has done by narrowing the passage of fluid flow and second modification has done by narrowing the passage of fluid flow and making expansion area for fluid flow. It has done with no increase and no decrease in heat transfer areas in order to keep the optimum performance of heat exchanger. Heat transfer characteristics can be determined from the distribution of local Nusselt number (Nu) and the value of the heat transfer rate, while the flow characteristics can be determined from the distribution of local pressure coefficient (C_p) and the value of drag coefficient (C_D).

Modeling in this study has conducted in two dimensions in steady condition by using k-epsilon standard turbulence model and has simulated by Computational Fluid Dynamics (CFD) as a numerical program.

For the flow characteristics, the total value of C_D in the first modification has dropped as much as 25,6% of the total drag coefficient in the actual arrangement tubes. In the second modification, total C_D has dropped until 40,3% from the total C_D in the actual condition. Decreasing of the total value of C_D in the second modification has followed by decreasing of C_D in the critical tubes. For the heat transfer characteristics, total heat transfer rate in the first modification has dropped until 4%. That percentage is almost same with the percentage of reduction of total heat transfer rate in the second modification. With more reduction of total C_D than first modification, while reduction of total heat transfer rate is almost same, it can be known that the performance of second modification is better than the performance of first modification.

Keywords: Drag Force, Drag Coefficient, Pressure Coefficient, Heat Transfer Rate, Nusselt Number, Computational Fluid Dynamic.



KATA PENGANTAR

Dengan memanjatkan puji syukur kehadirat Alloh SWT, yang telah memberikan rahmat, karunia, dan petunjuknya, sehingga penulisan laporan tesis yang berjudul “Studi Numerik Pengaruh Konfigurasi Pipa Pada Susunan Pipa *Staggered* Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas dan Aliran Fluida” dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu. Penulisan laporan tesis ini sebagai persyaratan kelulusan Program Magister Bidang Keahlian, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan gelar Magister Teknik (MT).

Penyelesaian laporan tesis ini melibatkan beberapa pihak. Maka pada kesempatan ini, kami mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya atas bantuan dan dukungannya pada proses penyelesaian laporan tesis ini, yaitu kepada:

1. Agung Widyanjaya, suami saya yang tercinta, terima kasih atas segala do’a yang senantiasa menyertai saya. Terima kasih juga atas segala dukungan yang diberikan, baik secara moril maupun finansial. Terima kasih juga atas keikhlasannya untuk selalu mendampingi saya dalam suka dan duka saat proses pengerjaan laporan tesis ini dengan segala keterbatasan waktu saya sebagai seorang istri.
2. Hendro Sudiono dan Juni Ekowati, bapak dan ibu saya, terima kasih atas segala do’a yang selalu terpanjat untuk saya. Terima kasih untuk selalu mendengarkan keluh kesah saya dengan sabar. Terima kasih untuk segala dukungan dan motivasi yang selalu diberikan kepada saya.
3. Sri Roestantini, ibu mertua saya, terima kasih atas segala do’a yang selalu terpanjat untuk saya. Terima kasih atas segala dukungan dan motivasi yang selalu diberikan kepada saya.
4. Dina Yuanita, sahabat sekaligus rekan kerja yang selalu bersama-sama saya dalam menempuh pendidikan program Magister ini. Terima kasih telah menjadi teman diskusi yang menyenangkan dan terima kasih karena selalu menemani saya dalam suka maupun duka.

5. PT. PJB Services, tempat saya bekerja saat ini, terima kasih telah memberikan beasiswa pendidikan program Magister ini kepada saya. Terima kasih atas kesempatan dan kepercayaannya kepada saya.
6. Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST., MT., Ph.D. selaku pembimbing, terima kasih bapak atas segala arahan, bimbingan, pengajaran, bantuan dan dukungannya kepada saya dalam pengerjaan penelitian dan penyelesaian laporan tesis ini. Mohon maaf jika saya banyak melakukan kesalahan dan banyak merepotkan. Terima kasih atas segala kesabarannya dalam membimbing saya. Terima kasih banyak bapak.
7. Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT., Ph.D. selaku dosen dan penguji, terima kasih karena telah banyak memberikan pengajaran kepada saya selama proses pengerjaan tesis berlangsung. Terima kasih karena telah membuat saya dapat mengoperasikan *software* yang saya gunakan dalam penelitian ini, sebuah *software* yang saya tidak pernah tahu sebelumnya. Terima kasih bapak.
8. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D., Prof. Dr.Eng. Prabowo, M.Eng, Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT., Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng., Dr.Eng., selaku dosen yang selalu memberikan ilmu kepada saya. Terima kasih atas segala masukan, kritikan, dan pengajaran yang selalu diberikan kepada saya selama proses pengerjaan penelitian dan penyelesaian laporan tesis ini.
9. Rekan-rekan PT. PJB Services yang saling membantu dan mendukung selama proses perkuliahan dan pengerjaan tesis, terima kasih atas segalanya.
10. Semua pihak yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu, terima kasih banyak atas segala bantuan dan dukungannya kepada saya.

Dengan segala kekurangan yang ada pada laporan tesis ini, akhirnya kami berharap semoga laporan tesis ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membacanya.

Surabaya, 19 Januari 2015

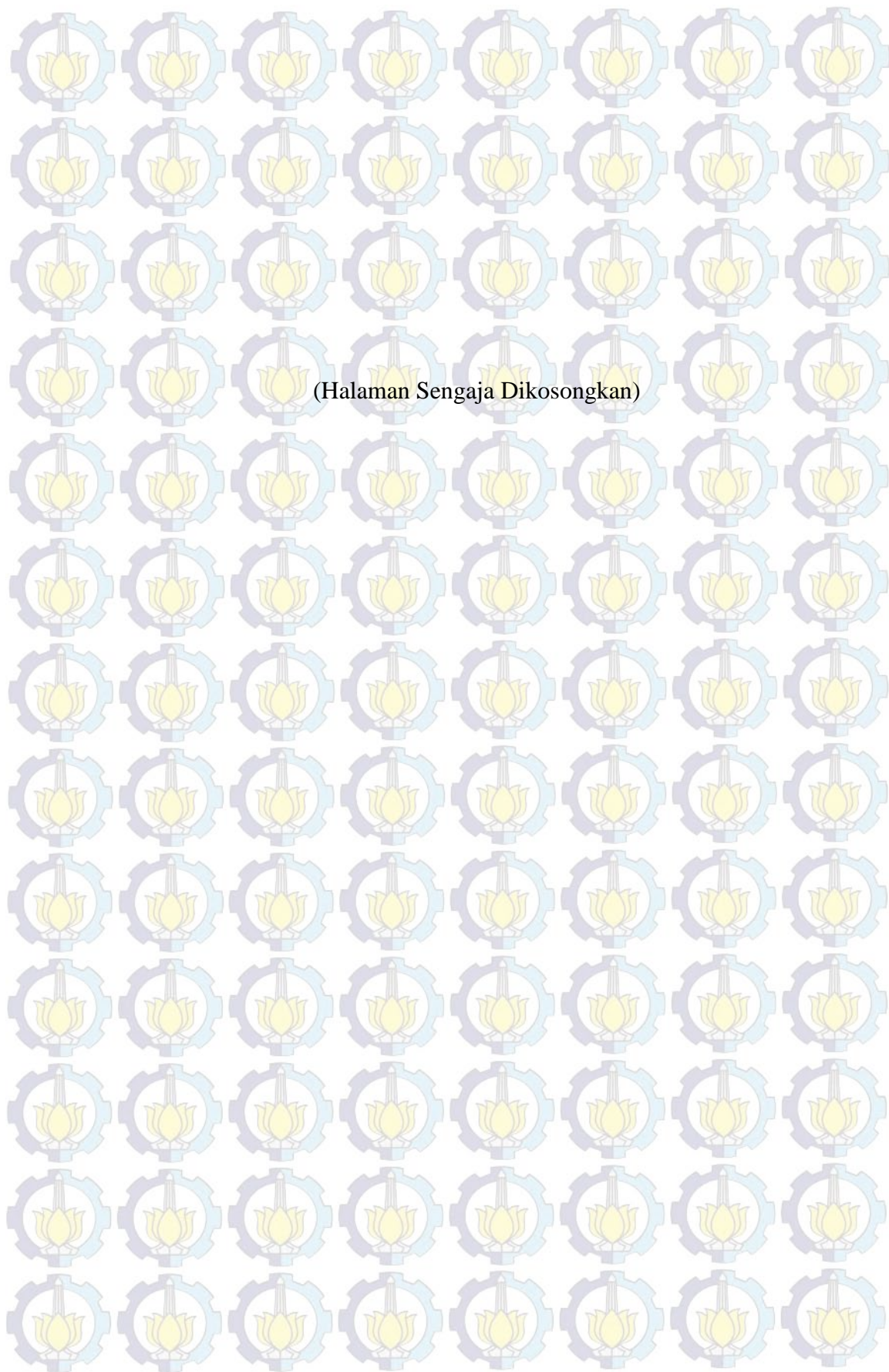
Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Lembar Pengesahan	
Kata Pengantar	i
Abstrak	iii
Daftar Isi	v
Daftar Gambar	ix
Daftar Grafik	xi
Daftar Tabel	xv
 Bab 1 Pendahuluan	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	6
1.3 Batasan Masalah	9
1.4 Tujuan Penelitian	9
1.5 Manfaat Penelitian	10
 Bab 2 Kajian Pustaka dan Dasar Teori	
2.1 Penelitian Terdahulu	11
2.2 Perpindahan Panas Konveksi	21
2.3 Konsep Lapisan Batas (<i>Boundary Layer</i>)	
A Lapisan Batas Kecepatan (<i>Velocity Boundary Layer</i>)	26
B Lapisan Batas Panas (<i>Thermal Boundary Layer</i>)	29
2.4 Aliran Melintasi Silinder Tunggal (<i>External Flow</i>)	30
2.5 Aliran Melintasi Susunan Pipa (<i>External Flow</i>)	36
2.6 Perpindahan Panas Pada Fluida Melintasi Silinder Tunggal	38
2.7 Perpindahan Panas Pada Fluida dengan Aliran Melintang Pada Susunan Pipa	40
2.8 Persamaan Kontinuitas.....	42

Bab 3	Metode Penelitian	
3.1	Metode Pemodelan	44
3.2	Tahap Pre-Processing	
A	Pembuatan Model	46
B	Penentuan Kondisi Batas pada Gambit	50
C	Pemberian <i>Meshing</i>	51
3.3	Tahap <i>Solver</i>	54
3.3.1	Model <i>Solver</i>	55
3.3.2	Energi	56
3.3.3	Model <i>Viscous</i>	56
3.4	Material	56
3.5	Pembuatan Kondisi Periodik	57
3.6	<i>Boundary Condition</i> Pada Fluent 6.3.26	58
3.7	<i>Periodic Condition</i>	58
3.8	<i>Operating Condition</i>	59
3.9	Solution Controls	59
3.10	Monitor Residual	59
3.11	Melakukan Tebakan Awal (Initialize) Medan Aliran	60
3.12	Melakukan Perhitungan atau Iterasi	60
3.13	Tahap <i>Post-Processing</i>	61
3.14	Diagram Alir Metodologi Dalam Penelitian	62
3.15	Rencana dan Jadwal Kerja Penelitian dan Penyusunan Tesis	64
Bab 4	Analisa dan Pembahasan	
4.1	Karakteristik Aliran	65
4.1.1	Domain Komputasi 1 (Susunan Pipa Aktual)	65
A	Kontur Tekanan dan Kecepatan	65
B	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i>	69
4.1.2	Domain Komputasi 2 (Modifikasi Susunan Pipa 1)	74
A	Kontur Tekanan dan Kecepatan	74

B	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i>	79
4.1.3	Domain Komputasi 3 (Modifikasi Susunan Pipa 2)	82
A	Kontur Tekanan dan Kecepatan	82
B	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i>	87
4.2	Karakteristik Perpindahan Panas	89
4.2.1	Domain Komputasi 1 (Susunan Pipa Aktual)	90
A	Kontur Temperatur	90
B	Distribusi <i>Local Nusselt number</i>	94
4.2.2	Domain Komputasi 2 (Modifikasi Susunan Pipa 1)	98
A	Kontur Temperatur	98
B	Distribusi <i>Local Nusselt number</i>	102
4.2.3	Domain Komputasi 3 (Modifikasi Susunan Pipa 2)	105
A	Kontur Temperatur	105
B	Distribusi <i>Local Nusselt number</i>	108
Bab 5		
5.1	Kesimpulan	111
5.2	Saran	112
Daftar Pustaka	xvi



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Panjang Karakteristik Kasus Aliran	26
Tabel 3.1	<i>Grid Independency</i>	53
Tabel 3.2	<i>Residual Monitors</i>	60
Tabel 3.3	Rencana dan Jadwal Kerja Penelitian dan Penyusunan Tesis	64
Tabel 4.1	Data Hasil Simulasi Karakteristik Aliran Fluida Pada Susunan Pipa Aktual	69
Tabel 4.2	Data Hasil Simulasi Karakteristik Aliran Fluida Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	77
Tabel 4.3	Komparasi Nilai <i>Drag Coefficient</i> pada Susunan Pipa Aktual dan Modifikasi Susunan Pipa 1	78
Tabel 4.4	Data Hasil Simulasi Karakteristik Aliran Fluida Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	86
Tabel 4.5	Komparasi Nilai <i>Drag Coefficient</i> pada Modifikasi Susunan Pipa 1 dan Modifikasi Susunan Pipa 2	87
Tabel 4.6	Data Hasil Simulasi Karakteristik Perpindahan Panas pada Susunan Pipa Aktual	94
Tabel 4.7	Data Hasil Simulasi Karakteristik Perpindahan Panas pada Modifikasi Susunan Pipa 1	101
Tabel 4.8	Komparasi Hasil Simulasi untuk Parameter Perpindahan Panas Fluida pada Susunan Pipa Aktual dan Modifikasi Susunan Pipa 1	102
Tabel 4.9	Data Hasil Simulasi Karakteristik Perpindahan Panas pada Modifikasi Susunan Pipa 2	107
Tabel 4.10	Komparasi Hasil Simulasi untuk Parameter Perpindahan Panas Fluida pada Modifikasi Susunan Pipa 1 dan Modifikasi Susunan Pipa 2	108

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Susunan Pipa Penerima Gaya Dinamik Terbesar (Daerah Kritis)	2
Gambar 1.2	Aliran <i>downward</i> Melewati Silinder Tunggal	3
Gambar 2.1	Skematik Penelitian (Buyruk, 1999)	11
Gambar 2.2	Model <i>Tube Bundle</i> dalam Penelitian S.S. Paul dkk	14
Gambar 2.3	(a) <i>Solution Domain Nomenclature</i> , (b) <i>Computational Grid</i> , (c) <i>Sample Grid Detail</i>	15
Gambar 2.4	Skema Perpindahan Panas Konveksi pada Plat	22
Gambar 2.5	Perpindahan Panas Konveksi Bebas pada Silinder	23
Gambar 2.6	Tebal Lapisan Batas (δ)	27
Gambar 2.7	<i>Boundary Layer</i> Pada Silinder	28
Gambar 2.8	Profil Lapisan Batas Laminer, Daerah Transisi dan Lapisan Batas Turbulen di Dalam Lapisan Batas pada Plat Datar	29
Gambar 2.9	<i>Thermal Boundary Layer</i> pada Permukaan Plat dengan Temperatur Konstan	30
Gambar 2.10	Pola Aliran Melintasi Silinder Tunggal	31
Gambar 2.11	Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder	31
Gambar 2.12	Pengaruh Turbulensi Terhadap Separasi	32
Gambar 2.13	Susunan <i>Pipa In-line</i> dan <i>Staggered</i>	36
Gambar 2.14	Aliran Fluida Melintang Melewati Susunan <i>Pipa</i>	41
Gambar 2.15	Aliran Fluida Pada Pipa dengan Diameter Berbeda	42
Gambar 3.1	Kondisi Batas pada Domain komputasi 1	51
Gambar 3.2	<i>Meshing</i> pada Domain Komputasi 1	52
Gambar 3.3	Pembuatan Kondisi Periodik	58
Gambar 3.4	Diagram Alir Metodologi dalam Penelitian	63
Gambar 4.1	Kontur Tekanan Statik Susunan Pipa Aktual	65
Gambar 4.2	Detil Kontur Tekanan Statik di Daerah Kritis Pada Susunan Pipa Aktual	66
Gambar 4.3	Kontur Kecepatan Susunan Pipa Aktual	67
Gambar 4.4	Detil Kontur Kecepatan di Daerah Kritis Pada Susunan Pipa	68

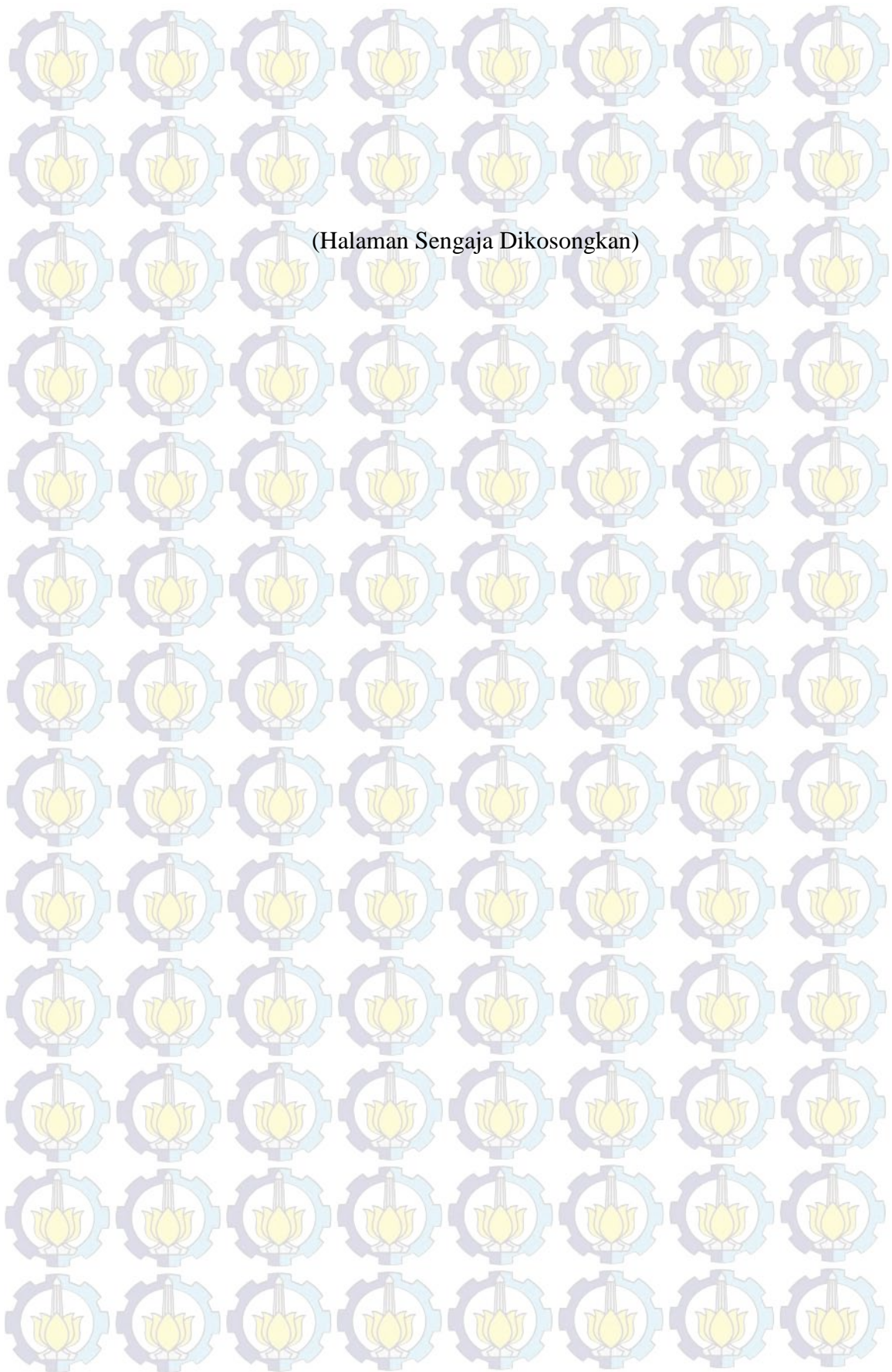
	Aktual	
Gambar 4.5	Distribusi Cp Lokal Pipa Kritis Susunan Pipa Aktual	70
Gambar 4.6	Vektor Kecepatan di Sekitar Pipa 21 dan P22 Pada Susunan Pipa Aktual	72
Gambar 4.7	Kontur Kecepatan Modifikasi Susunan Pipa 1	74
Gambar 4.8	Detil Kontur Kecepatan di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	74
Gambar 4.9	Kontur Tekanan Statik Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	76
Gambar 4.10	Detil Kontur Tekanan Statik di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	76
Gambar 4.11	Vektor Kecepatan di Sekitar Pipa 20 dan P21 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	80
Gambar 4.12	Kontur Tekanan Statik Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	83
Gambar 4.13	Detil Kontur Tekanan Statik di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	84
Gambar 4.14	Kontur Kecepatan Modifikasi Susunan Pipa 2	85
Gambar 4.15	Detil Kontur Kecepatan di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	85
Gambar 4.16	Vektor Kecepatan di Sekitar Pipa 24 Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	88
Gambar 4.17	Kontur Temperatur Susunan Pipa Aktual	90
Gambar 4.18	Detil Kontur Temperatur di Daerah Kritis Pada Susunan Pipa Aktual	91
Gambar 4.19	Kontur Temperatur Modifikasi Susunan Pipa 1	98
Gambar 4.20	Detil Kontur Temperatur di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	100
Gambar 4.21	Kontur Temperatur Modifikasi Susunan Pipa 2	105
Gambar 4.22	Detil Kontur Temperatur di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	106

DAFTAR GRAFIK

Grafik 2.1	Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> pada Barisan <i>Pipa</i> Pertama	12
Grafik 2.2	Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> pada Barisan <i>Pipa</i> Kedua	13
Grafik 2.3	Perbandingan antara Profil Prediksi Nilai <i>Reynoldss Shear Stress</i> Secara Numerik dengan Hasil Pengukuran pada Eksperimen	16
Grafik 2.4	Perbandingan Profil <i>Mean Velocity</i> secara Numerik dengan Data Hasil Eksperimen	17
Grafik 2.5	Perbandingan Profil Prediksi Nilai <i>Dissipation Rate</i> secara Numerik dengan Data Hasil Eksperimen	18
Grafik 2.6	Variasi Parameter Perpindahan Panas dan Jarak Transversal Pada Susunan <i>Pipa</i> secara <i>Staggered</i>	19
Grafik 2.7	Distribusi <i>Nusselt number</i> Lokal pada <i>Single Tube</i> dengan <i>Re</i> sebesar 170.000	19
Grafik 2.8	Distribusi <i>Pressure Coefficient</i> lokal pada <i>bare cylinder</i> dengan <i>Re</i> sebesar $1,66 \times 10^5 - 8,28 \times 10^5$	20
Grafik 2.9	Distribusi <i>Nu</i> Lokal Pada <i>Pipa</i> Baris Pertama sampai Ketiga	21
Grafik 2.10	Hubungan antara Koefisien Hambat (C_D) dengan <i>Reynolds Number</i>	34
Grafik 2.11	Variasi <i>Local Nusselt Number</i> Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal	39
Grafik 3.1	Jumlah <i>Nodes</i> dan Total <i>Drag Coefficient</i> (C_D)	54
Grafik 4.1	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> <i>Pipa</i> 21 Pada Susunan <i>Pipa</i> Aktual	71
Grafik 4.2	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> Pada Satu <i>Pipa</i> Silinder (Qiu dkk., 2014)	71
Grafik 4.3	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> <i>Pipa</i> 22 Pada Susunan <i>Pipa</i> Aktual	71
Grafik 4.4	Grafik 4.4. Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> Pada <i>Pipa</i> Silinder Baris Kedua (Suzairin dkk., 2013)	71
Grafik 4.5	Grafik 4.5. Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> Pada Silinder	71

	untuk Aliran <i>Inviscid</i> , Turbulen dan Laminar (Munson dkk. jilid 2, 2003)	
Grafik 4.6	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> P20 (Modif 1) dibandingkan dengan P21 (Aktual)	79
Grafik 4.7	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> Pada P21 (Modif 1) dibandingkan dengan P22 (Aktual)	79
Grafik 4.8	Distribusi <i>Local Pressure Coefficient</i> Pipa 24 Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	87
Grafik 4.9	Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> Pipa 21 Pada Susunan Pipa Aktual	94
Grafik 4.10	Distribusi <i>local nusselt number</i> pada <i>single tube</i> (Abdel-Raouf dkk., 2010)	94
Grafik 4.11	Perbandingan Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> P21 dan P22 Pada Susunan Pipa Aktual	95
Grafik 4.12	Distribusi <i>local nusselt number</i> pada susunan pipa <i>staggered</i> (Zukauskas & Ulinskas, 1988)	95
Grafik 4.13	Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P21 Pada Susunan Pipa Aktual	98
Grafik 4.14	Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P22 Pada Susunan Pipa Aktual	98
Grafik 4.15	Perbandingan Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> P20 dan P21 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	102
Grafik 4.16	Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> P20 (Modif 1) dibandingkan dengan P21 (Aktual)	102
Grafik 4.17	Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> P21 (Modif 1) dibandingkan dengan P22 (Aktual)	102
Grafik 4.18	Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P20 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	104
Grafik 4.19	Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P21 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1	104
Grafik 4.20	Distribusi <i>Local Nusselt Number</i> Pipa 24 Pada Modifikasi	108

	Susunan Pipa 2	
Grafik 4.21	Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa 24 Pada Modifikasi Susunan Pipa 2	108
Diagram 4.1	Koefisien <i>Drag</i> (C_D) Pipa Kritis Pada Susunan Pipa Aktual	67
Diagram 4.2	Perbandingan Nilai Koefisien <i>Drag</i> (C_D) Pipa Kritis Aktual dan Modifikasi 1	78
Diagram 4.3	<i>Nusselt number</i> (Nu) Pipa Kritis Pada Susunan Pipa Aktual	92
Diagram 4.4	Perbandingan Nilai <i>Nusselt number</i> (Nu) Pipa Kritis Pada Susunan Pipa Aktual dan Modifikasi Susunan Pipa 1	100

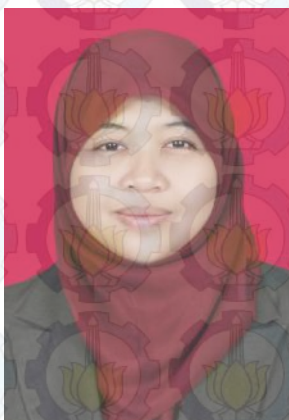


DAFTAR PUSTAKA

1. Abdel-Raouf, A.M., Galal, M., Khalil, E.E., (2010), *Heat Transfer Past Multiple Tube Banks: A Numerical Investigation*, Faculty of Engineering, Cairo University, Cairo, Egypt.
2. Buyruk, E, (1997), *Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in Cross-Flow*, Tr.J. of Engineering and Environmental Science, 23, Tubitak, Turkey.
3. Fox, Robert.W., Pritchard, Philip.J., McDonald, Alan.T., (2008), *Introduction to Fluid Mechanics*, John Wiley and Sons, New York.
4. Holman, J.P., Jasjfi, E., (1997), *Perpindahan Kalor*, Penerbit Erlangga, Jakarta.
5. Hadi, S., Danardono, (2009), Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, UNS, Surakarta.
6. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., (2001), *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and Sons, New York.
7. Kanninen, Pekka., (2010), *Air to Air Heat Exchanger*, Kul-34.4551 Postgraduate Seminar on Heat and Fluid Flow.
8. Khan, W.A., Culham, J.R., Yovanovich M.M., (2006), *Convection Heat Transfer from Tube Banks in Crossflow: Analytical Approach*, Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo, Canada.
9. Karunakaran, E., Ganesan, V., *Mean Flow Field Measurements in an Axisymmetric Conical Diffuser with and without Inlet Flow Distortion*, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, India.
10. Mehrabian, M.A., *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic of Cross Flow of Air Over a Circular Tube in Isolation and/or in a Tube Banks*, Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Iran.
11. Muizzuddin, Mohd.Adib., (2007), *Predicting Turbulent Flow in a Staggered Tube*, Fakulti Kejuruteraan Mekanikal, Universiti Teknikal Malaysia Melaka, Malaysia.
12. Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H., (2003), *Mekanika Fluida Jilid 2*, Penerbit Erlangga, Jakarta.
13. Paul, S.S., Ormiston, S.J., Tachi, M.F., (2007), *Experimental and Numerical Investigation of Turbulent Cross-flow in a Staggered Tube Bundle*, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of Manitoba, Canada.
14. Putra, K.A., Widodo W.A., (2014), *Studi Eksperimen Karakteristik Lapis Batas Aliran Turbulen Melintasi Empat Silinder Sirkular Tersusun Secara Equispaced dengan Rasio*

- $Gap (G/D) = 0,2$ “Studi Kasus Untuk Pengaruh Jarak Antar Silinder di Dekat Dinding Datar (L/D) = 2, 3, dan 4”, Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
15. Qiu, Y., Sun, Y., Wu, Y., Tamura, Y., (2014), *Effects of Splitter Plates and Reynolds Number on the Aerodynamic Loads Acting on Circular Cylinder*, School of Civil Engineering, Harbin Institute of Technology, Heilongjiang, Harbin, China.
 16. Reza, A., Soenoko, R., Sutikno, D., *Pengaruh Jumlah Sudu Static Radial Fin Terhadap Laju Perpindahan Kalor dan Pressure Drop Pada Alat Penukar Kalor*, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Malang.
 17. Suzairin, Faizal, Mohd., Raghavan, V.R., Ambri, Zainal., (2013), *Numerical Simulation of Cross Flow in a Bank of Tubes with Three Rows in the Subcritical Region of Reynolds*, Department of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Petronas, Bandar Seri Iskandar, Malaysia.
 18. Tista, Si Putu Gede Gunawan, (2009), *Pengaruh Variasi Jarak Penghalang Berbentuk Segitiga di Depan Silinder Terhadap Koefisien Drag*, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Udayana, Indonesia.
 19. www.scribd.com
 20. www.google.com

BIOGRAFI PENULIS



Nama : Nina Yunindra
TTL : Surabaya, 12 November 1984
Agama : Islam
Alamat : Kuta Paradise Blok G6/27 Purimas
Surabaya
Email : nina.yunindra@pjbservices.com

Jenjang Pendidikan:

1. Tahun 1990 – 1996 : SD Negeri Kalirungkut I Surabaya
2. Tahun 1996 – 1999 : SMP Negeri 17 Surabaya
3. Tahun 1999 – 2002 : SMA Negeri 5 Surabaya
4. Tahun 2002 – 2006 : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Fakultas Teknologi Industri
Jurusan Teknik Kimia
5. Tahun 2013 – 2015 : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Fakultas Teknologi Industri
Jurusan Teknik Mesin
Program Studi Rekayasa Energi

Riwayat Pekerjaan:

1. PT. Grand Kartech (2006 - 2008)
2. PT. PJB Services (2008 - sekarang)

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Industri merupakan wadah penerapan dan pengaplikasian teknologi. Salah satu teknologi yang memiliki peranan penting di dunia industri adalah alat penukar kalor (*Heat Exchanger*). *Heat exchanger* dapat didefinisikan sebagai alat penukar kalor, yaitu memindahkan sejumlah energi dalam bentuk panas dari suatu fluida ke fluida lainnya karena adanya beda temperatur.

Pada industri pembangkit listrik, khususnya Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) yang siklus kerjanya menerapkan siklus *Rankine*, 2 jenis *heat exchanger* termasuk peralatan utama dalam siklus tersebut yaitu boiler dan kondensor. *Heat exchanger* memiliki peranan sangat penting dalam menciptakan kinerja pembangkit listrik yang handal. Penurunan kinerja *heat exchanger* dapat mengakibatkan penurunan efisiensi PLTU secara keseluruhan.

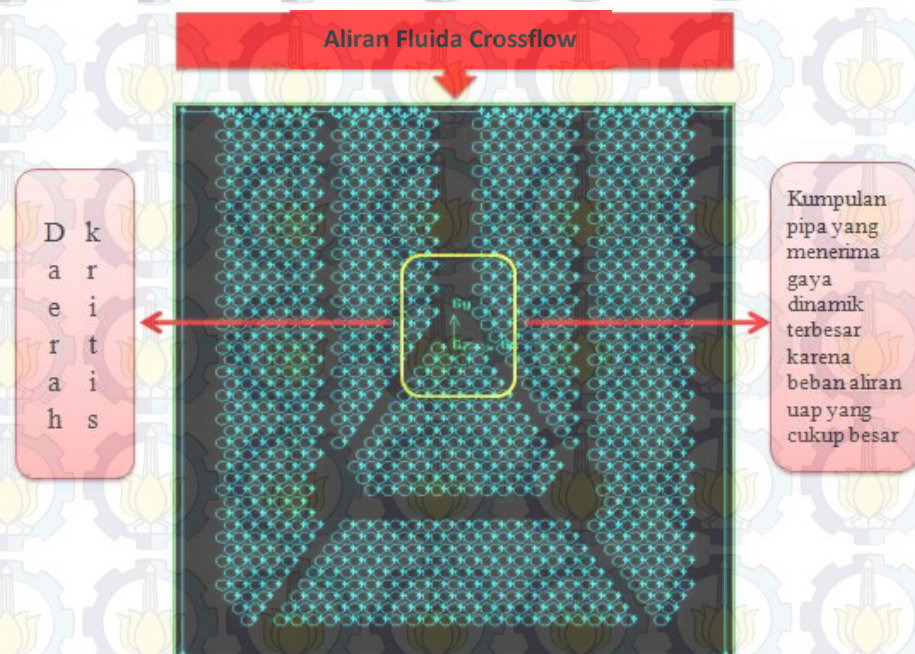
Pada salah satu pembangkit listrik milik pemerintah, berdasarkan hasil *performance test* di akhir tahun 2013 hingga awal tahun 2014, diketahui terdapat penurunan kinerja pada salah satu peralatan utamanya yaitu jenis *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube*. Penurunan kinerja tersebut berupa penurunan nilai perpindahan panas dan terdapat *noise* yang cukup tinggi. Hal ini dimungkinkan terjadi karena kondisi aliran turbulen yang tinggi pada *heat exchanger* sehingga mengakibatkan nilai *pressure drop* dan vibrasi yang cukup tinggi pada susunan pipanya. Penurunan kinerja pada *heat exchanger* dapat mengakibatkan penurunan yang sangat signifikan pada efisiensi PLTU secara keseluruhan.

Serangkaian aktifitas pemeliharaan telah dilakukan untuk mengetahui penyebab turunnya kinerja *heat exchanger* tersebut. Hasil yang didapatkan adalah terdapat beberapa kerusakan pipa yang

ditemukan pada lokasi yang bervariasi, sebagian besar berlokasi di area susunan pipa yang menerima gaya dinamik terbesar karena aliran fluida yang cukup besar yang memberikan gaya transversal (disebut dengan daerah kritis, seperti terlihat pada Gambar 1.1).

Kerusakan pipa akibat permasalahan korosi dapat diabaikan karena pipa *heat exchanger* pada PLTU tersebut berbahan titanium^[18], dimana bahan titanium mempunyai ketahanan yang cukup tinggi terhadap berbagai jenis dan bentuk korosi. Sehingga kemungkinan besar permasalahan kerusakan pipa *heat exchanger* tersebut disebabkan oleh aliran fluida pada daerah luar pipa.

Berikut ini adalah gambar salah satu daerah kritis pada susunan pipa *heat exchanger* tersebut, dimana daerah ini menerima beban tumbukan tertinggi karena aliran fluida yang mengalir secara *downward* diatasnya, sehingga kerusakan pipa banyak ditemukan disekitarnya.



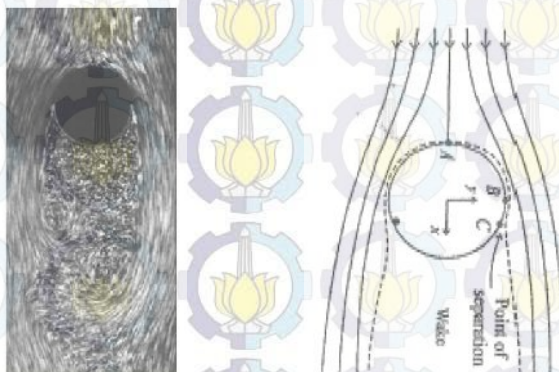
Gambar 1.1. Susunan Pipa Penerima Gaya Dinamik Terbesar (Daerah Kritis)

Selain menerima beban tumbukan yang tinggi akibat aliran fluida, aliran fluida dari turbin yang menuju daerah kritis tersebut juga dapat

menimbulkan vibrasi pada pipa *heat exchanger* disekitar daerah tersebut dan dalam jangka waktu tertentu akan dapat menyebabkan gesekan antar pipa sehingga terjadi kerusakan pipa.

Beban tumbukan karena aliran fluida dapat direpresentasikan dengan gaya *drag* (F_D). Pada kasus ini gaya *drag* terbesar berada pada daerah susunan pipa bentuk segitiga bagian paling atas yaitu pada baris pertama dan kedua (selanjutnya disebut dengan jajaran pipa kritis) yang terkena tumbukan langsung akibat aliran fluida yang mengalir secara *downward* diatasnya, yang melintas pada daerah susunan pipa dengan jarak transversal antar pipa yang cukup lebar yang terletak diatas susunan pipa bentuk segitiga tersebut.

Sifat aliran fluida yang melewati pipa silinder yang tersusun secara *staggered* pada baris pertama, menyerupai aliran fluida yang melewati pipa silinder tunggal [19]. Seperti terlihat pada gambar 1.2 berikut:



Gambar 1.2. Aliran *downward* Melewati Silinder Tunggal [19]

Gambar diatas menunjukkan aliran *viscous* pada suatu silinder tunggal. Fluida yang mencapai silinder kemudian terpisah dan mengitari silinder tersebut kemudian membentuk sebuah *boundary layer* yang membungkus sekitar selinder tersebut dengan *streamlines* yang simetris [19].

Pada aliran turbulen, fluida tersebut mengitari silinder hanya pada bagian atas dan sampingnya saja. Dimana titik A adalah titik stagnasi

yaitu titik yang menerima tekanan paling tinggi yang menjadi awal terbentuknya *boundary layer*. Dari titik A ke B terjadi kenaikan kecepatan yang mengakibatkan penurunan tekanan (daerah *favorable pressure gradient*). Kemudian dari titik B ke C terjadi penurunan kecepatan yang berarti terjadi kenaikan tekanan.

Selanjutnya di titik C, bila momentum yang digunakan untuk menggerakkan fluida sudah tidak mampu melawan gaya gesek maka akan terjadi tekanan balik (*adverse pressure gradient*) yang menyebabkan *boundary layer* terlepas dari permukaan silinder membentuk *separated region* di belakang silinder^[18]. Aliran pada daerah tersebut dicirikan dengan adanya formasi berupa pusaran (*vortex*) secara periodik. Titik C inilah yang disebut dengan titik separasi dan *separated region* disebut dengan daerah *wake*, dimana pada daerah *wake* ini tekanannya sangat rendah^[19]. Saat daerah *wake* ini luas, maka *pressure drop* pada silinder juga akan tinggi dan demikian sebaliknya. Hal ini disebabkan karena perbedaan tekanan antara daerah atas silinder (titik stagnasi) yang mempunyai tekanan paling tinggi, berbeda jauh dengan daerah dibawah silinder (*wake*) yang mempunyai tekanan rendah^[8]. Hal tersebut yang membuat *pressure drop* pada baris pertama susunan pipa *staggered* menjadi tinggi bila dilalui oleh aliran fluida yang turbulen, berbeda dengan *pressure drop* pada baris kedua yang akan lebih kecil karena aliran fluida yang melaluinya adalah aliran *turbulence wake* yang terbentuk dari pipa baris pertama yang mempunyai tekanan yang lebih rendah^[19].

Level turbulensi dari aliran utama dapat berpengaruh pada dinamika fluida, yang rata-rata hanya berpengaruh pada baris pertama dan kedua dari sebuah susunan pipa. Pada kebanyakan susunan pipa di *Heat Exchanger, steady state flow* akan dimulai pada baris ketiga atau keempat^[10]. Inilah yang menjadi penyebab daerah susunan pipa bentuk segitiga baris pertama dan daerah disekitarnya yang terkena beban aliran uap yang tinggi, mengalami *pressure drop* yang tinggi dan menjadi daerah kritis.

Demikian pula dengan karakteristik perpindahan panas yang dapat digambarkan dengan distribusi lokal *Nusselt number*, dapat dikatakan bahwa karakteristik perpindahan panas pada barisan pipa pertama sebuah susunan pipa *heat exchanger* hampir sama dengan yang ditunjukkan pada *single tube*. **Buyruk (1997)** melakukan penelitian tentang pengaruh perubahan jarak transversal dan jarak longitudinal antar pipa pada aliran fluida melintasi susunan *tube banks*. Hasil yang diperoleh adalah bahwa distribusi lokal *Nusselt number* untuk barisan pipa pertama adalah sangat mirip dengan distribusi yang dihasilkan pada konfigurasi *single tube* untuk *Reynold number* yang sama.

Berdasarkan permasalahan yang terjadi di PLTU tersebut, maka perlu dilakukan analisa terhadap karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida diluar pipa yang mengalir secara *crossflow* yang terjadi pada *Heat Exchanger* dengan model geometri susunan pipa yang sama seperti kondisi aktual *heat exchanger* di PLTU tersebut. Penelitian ini dilakukan khususnya pada jajaran pipa kritis dan sekitarnya yang mempunyai permasalahan yang cukup banyak karena aliran fluida. Terkait dengan hal tersebut, maka dilakukan *rearrangement tube* yang bertujuan untuk mengurangi beban tumbukan atau gaya *drag* karena aliran fluida di jajaran pipa kritis. Dalam hal ini gaya *drag* dapat diwakilkan dengan nilai koefisien *drag* (C_D). *Rearrangement tube* dilakukan dalam beberapa model modifikasi konfigurasi pipa dengan tidak menambah atau mengurangi area perpindahan panas sebelumnya agar kinerja *heat exchanger* tetap terjaga optimal.

Beberapa penelitian dijadikan referensi untuk mengetahui dan menganalisa karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida, serta *pressure drop* pada susunan pipa yang baru. Pada penelitian **Buyruk (1997)** diperoleh hasil bahwa peningkatan jarak transversal dan penurunan jarak longitudinal, akan mempengaruhi distribusi kecepatan di sekitar pipa yang akan menyebabkan tingginya *Nusselt number* yang secara otomatis menunjukkan tingginya perpindahan panas. Sedangkan untuk variabel *blockage ratio* pada nilai 0.668 – 0.843, *Nusselt number* dan

distribusi koefisien tekanan lokal akan sangat berbeda pada masing-masing variasi *Reynold number*.

Paul dkk (2007) juga meneliti tentang kesesuaian hasil eksperimen dengan simulasi numerik dalam penggunaan model turbulensi untuk prediksi beberapa parameter yang terkait dengan aliran turbulen melintang dalam *pipa bundle* yang disusun secara *staggered*. Hasilnya menyatakan bahwa kinerja dari seluruh model turbulen dua persamaan berbasis k menunjukkan hasil yang lebih dekat dengan data hasil pengukuran pada eksperimen dibandingkan dengan model turbulensi yang lain. Sedangkan diantara model turbulensi dua persamaan berbasis k , model $k-\epsilon$ menunjukkan hasil yang paling sesuai dengan data eksperimen untuk beberapa parameter seperti kecepatan rata-rata dan laju disipasi, bila dibandingkan dengan model turbulensi berbasis k yang lain seperti $k-\omega$.

1.2. Perumusan Masalah

Dari hasil pemeliharaan dan beberapa pengujian terkait dengan permasalahan turunnya kinerja *heat exchanger* di salah satu PLTU milik pemerintah, ditemukan kerusakan pipa banyak terjadi pada daerah susunan pipa bentuk segitiga bagian paling atas (pipa kritis) yang menerima gaya dinamik paling besar diantara pipa-pipa lainnya. Daerah tersebut langsung terkena beban tumbukan akibat aliran fluida yang mengalir secara *downward* diatasnya, yang melintasi daerah susunan pipa dengan jarak transversal antar pipa yang cukup lebar yang terletak diatas susunan pipa bentuk segitiga tersebut. Pipa kritis ini berada di baris pertama dan kedua pada susunan pipa bentuk segitiga. Sifat aliran fluida yang melewati susunan pipa silinder pada baris pertama, menyerupai aliran fluida yang melewati pipa silinder tunggal dimana *pressure drop* tinggi akan terjadi pada daerah ini. Hal-hal tersebut yang menyebabkan kerusakan pipa banyak terjadi pada jajaran pipa kritis dan daerah disekitarnya sehingga daerah ini disebut dengan daerah kritis.

Berdasarkan permasalahan tersebut diatas, maka pada penelitian ini dilakukan analisa terhadap karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida diluar *pipa* yang mengalir secara *crossflow* (dengan *Reynolds number* sebesar 10^6) yang terjadi pada *heat exchanger* dengan model geometri susunan pipa yang sama seperti kondisi aktual *heat exchanger* di salah satu PLTU milik pemerintah tersebut, terutama pada pipa yang menerima gaya dinamik terbesar yang disebut sebagai pipa kritis. Penelitian ini dilakukan pada susunan pipa sesuai dengan kondisi aktual dan pada susunan pipa setelah dilakukan *rearrangement tube*. *Rearrangement tube* tersebut dilakukan untuk mengurangi gaya *drag* baik gaya *drag* pada pipa kritis maupun gaya *drag* total pada susunan pipa *heat exchanger* dengan tidak menambah atau mengurangi area perpindahan panas sebelumnya baik dari sisi jumlah pipa maupun diameter pipa agar kinerja *heat exchanger* tetap terjaga optimal.

Berikut ini adalah 2 (dua) rencana perubahan susunan pipa yang akan dilakukan yaitu:

1. Modifikasi susunan pipa 1 yaitu memindahkan 1 (satu) baris pipa di bagian paling bawah ke jalan aliran fluida yang menuju daerah kritis yang disusun secara vertikal mengikuti bentuk susunan pipa yang ada sebelumnya (gambar seperti domain komputasi 2 pada BAB 3) .

Penyempitan jalur lintasan aliran fluida yang berada tepat diatas susunan pipa berbentuk segitiga tersebut adalah bertujuan untuk mengurangi tekanan aliran fluida sehingga dapat mengurangi gaya *drag* pada susunan pipa di daerah kritis. Dengan debit fluida yang sama, apabila jalur lintasan aliran fluida dibuat semakin kecil, maka akan menambah kecepatan aliran fluida yang melintasi jalur menuju daerah kritis tersebut. Dengan bertambahnya kecepatan aliran fluida, maka tekanan aliran fluida yang menuju daerah kritis akan berkurang sehingga gaya *drag* pada jajaran pipa baris pertama di daerah kritis juga akan berkurang. Dengan demikian kerusakan pada pipa kritis dan daerah sekitarnya dapat diminimalisasi.

2. Modifikasi susunan pipa 2 yaitu mengubah letak beberapa baris pipa pada area puncak segitiga daerah kritis yang dipindahkan ke jalur aliran fluida yang menuju daerah kritis yang disusun secara vertikal mengikuti bentuk susunan pipa yang ada sebelumnya (gambar seperti domain komputasi 3 pada BAB 3) .

Hal tersebut bertujuan untuk menciptakan ruang kosong agar fluida dapat berekspansi. Dengan kondisi tersebut fluida dapat mengalir lebih menyebar ke sisi kanan dan kiri sehingga tidak mengalir terpusat ke bagian tengah susunan pipa bentuk segitiga. Dengan demikian akan mengurangi beban tumbukan pada daerah kritis. Modifikasi ini juga diikuti dengan mempersempit jalur lintasan aliran fluida yang berada tepat diatas susunan pipa berbentuk segitiga dengan tujuan yang sama seperti modifikasi susunan pipa 1.

Susunan pipa dengan pola *staggered* tetap dipertahankan karena dibandingkan dengan pola *inlined*, pola *staggered* memberikan nilai perpindahan panas lebih tinggi karena penurunan tekanannya pun lebih tinggi yang diakibatkan oleh tingkat turbulensi fluida yang lebih tinggi.

1.3. Batasan Masalah

Pada penelitian ini diberlakukan beberapa batasan masalah dan asumsi sehingga pembahasan yang dilakukan tidak melenceng dari tujuan yang telah ditentukan. Adapun batasan masalah dan asumsi tersebut adalah sebagai berikut:

1. Obyek penelitian adalah susunan pipa sesuai dengan domain komputasi yang dijelaskan pada BAB 3.
2. Setelah dilakukan modifikasi susunan pipa, analisa karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida hanya dilakukan pada pipa kritis yaitu jajaran pipa yang menerima gaya dinamik terbesar akibat aliran fluida.
3. Analisa dilakukan berdasarkan hasil simulasi menggunakan *software Fluent 6.3.26* secara 2D.

4. Menggunakan model turbulensi k- standar.
5. Tidak membahas besarnya vibrasi dan gaya apa saja yang dapat diterima oleh pipa.
6. Asumsi:
 - Fluida kerja yang mengalir di luar pipa adalah dalam kondisi *steady, incompressible* dan *single phase*.
 - Properties dari pipa dianggap konstan.
 - Tidak ada *fouling* dan *scaling* baik di internal maupun di eksternal pipa.
 - Temperatur pipa dianggap *uniform*.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari dilakukan penelitian ini adalah untuk:

1. Mengetahui dan menganalisa karakteristik perpindahan panas akibat perubahan susunan pipa pada daerah susunan pipa yang menerima gaya dinamik tertinggi karena aliran fluida, yaitu berupa:
 - Mengetahui dan menganalisa nilai laju perpindahan panas pada susunan pipa aktual maupun pada susunan pipa hasil modifikasi.
 - Mengetahui dan menganalisa distribusi *local Nusselt number* pada pipa kritis untuk susunan pipa aktual dan susunan pipa hasil modifikasi.
 - Menganalisa kontur distribusi temperatur berdasarkan hasil simulasi pada susunan pipa aktual maupun pada susunan pipa yang telah dimodifikasi.
2. Mengetahui dan menganalisa karakteristik aliran fluida akibat perubahan susunan pipa pada daerah susunan pipa yang menerima gaya dinamik tertinggi karena aliran fluida, yaitu berupa:
 - Mengetahui dan menganalisa nilai koefisien *drag* pada susunan pipa aktual maupun susunan pipa hasil modifikasi, baik koefisien *drag* total maupun koefisien *drag* pada masing-masing pipa kritis.

- Mengetahui dan menganalisa distribusi *local pressure coefficient* pada pipa kritis untuk susunan pipa aktual dan susunan pipa hasil modifikasi.
- Menganalisa kontur distribusi tekanan statik dan kecepatan berdasarkan hasil simulasi baik pada susunan pipa aktual maupun pada susunan pipa yang telah dimodifikasi.

1.5. Manfaat Penelitian

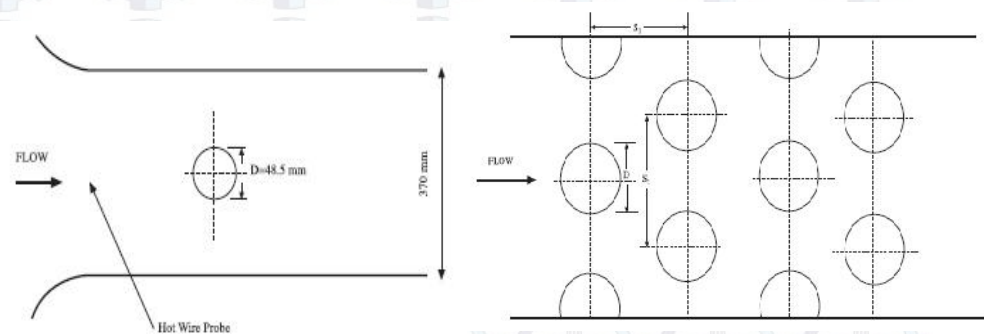
Manfaat dari penelitian ini adalah penelitian ini dapat dijadikan referensi bagaimana mengurangi beban tumbukan atau gaya *drag* akibat aliran eksternal fluida kerja pada *heat exchanger* dengan susunan pipa secara *staggered* yang menyerupai model aktual pada penelitian ini, untuk menghindari terjadinya kerusakan pada pipa karena beban transversal fluida tersebut.

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Penelitian Terdahulu

Buyruk (1997) melakukan penelitian tentang pengaruh *blockage ratio* dari 1 baris pipa yang disusun secara transversal dengan 5 variabel *blockage ratio* yang berbeda (0,395; 0,5; 0,668; 0,75; 0,843) terhadap distribusi *local Nusselt number* dan distribusi *local static pressure coefficient* untuk beberapa *Reynold number* yang berbeda pula. Gambar 2.1 dibawah ini adalah skematik penelitiannya:



Gambar 2.1. Skematik Penelitian (**Buyruk, 1999**)

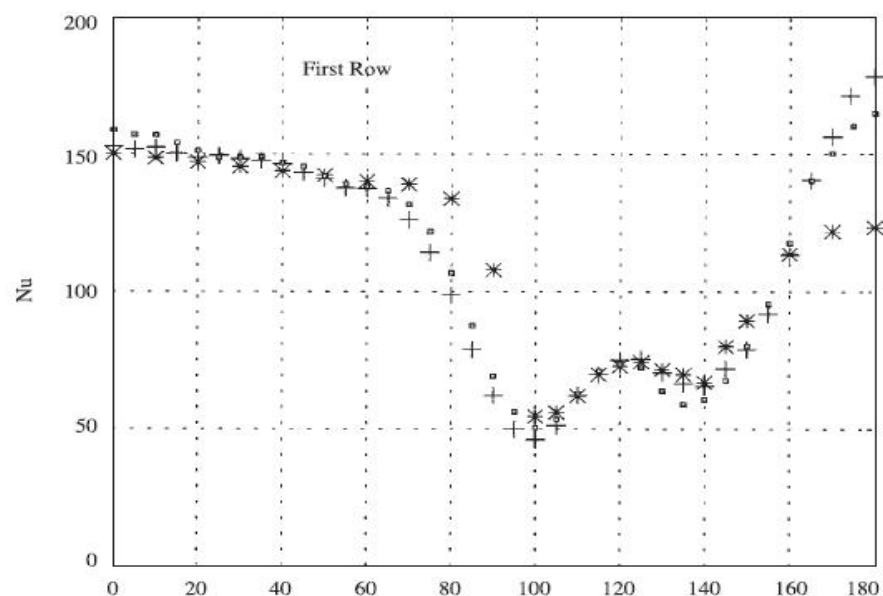
Dari hasil penelitian dapat diketahui bahwa peningkatan *blockage ratio* akan meningkatkan kecepatan fluida disekitar pipa dan *blockage ratio* yang semakin besar juga membuat titik separasi menjadi lebih ke belakang (lebih tertunda). Dengan meningkatnya kecepatan aliran fluida saat *blockage ratio* semakin besar, maka nilai *heat transfer* juga akan meningkat.

Untuk *blockage ratio* kurang dari 0,5, nilai *local Nusselt number* tidak banyak berubah (perubahannya $\pm 10\%$), demikian juga tidak banyak berubah untuk nilai *local static pressure coefficient*. Untuk peningkatan *blockage ratio* dari 0,668-0,843, nilai *local Nusselt number* dan *local static pressure coefficient* mengalami perubahan yang cukup banyak bila

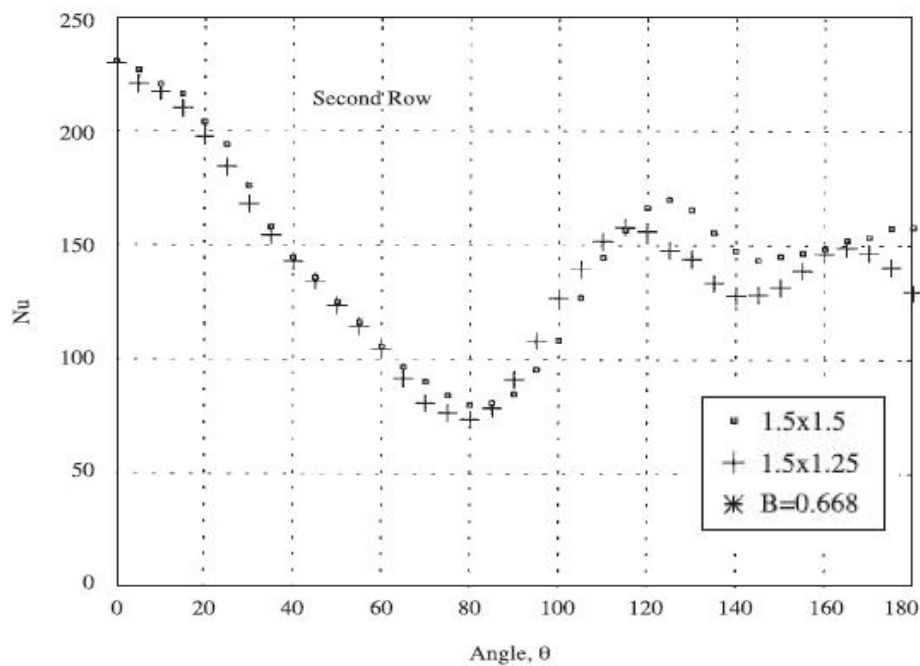
dibandingkan dengan aliran pada *blockage ratio* yang rendah. Peningkatan kecepatan aliran fluida membuat nilai *local Nusselt number* semakin besar dengan bertambahnya *blockage ratio*. Sedangkan untuk nilai minimum *local static pressure coefficient* mengalami penurunan dan mencapai nilai yang sangat rendah pada *blockage ratio* 0,843 dikarenakan kecepatan aliran fluida yang meningkat cukup besar.

Selain itu, Buyruk juga meneliti tentang karakteristik perpindahan panas dari setiap baris pada susunan pipa yang disusun secara *staggered* dengan aliran fluida melintang dan jarak longitudinal sebagai variabelnya ($S_t \times S_l = 1,5 \times 1,5$ dan $1,5 \times 1,25$). Penelitian tersebut dilakukan dengan geometri 7 (tujuh) barisan *pipa* tersusun secara *staggered*.

Hasil yang diperoleh dari penelitian tersebut adalah bahwa distribusi *local Nusselt number* untuk barisan pipa pertama (grafik 2.1) adalah sangat mirip dengan distribusi yang dihasilkan pada konfigurasi *single tube* atau *single row* untuk angka *Reynolds* yang sama, meskipun tetap saja ada perbedaan yang tidak signifikan yang dapat dipengaruhi oleh perbedaan jarak longitudinal dan jarak transversal antar pipa.



Grafik 2.1. Distribusi *Local Nusselt Number* pada Barisan Pipa Pertama

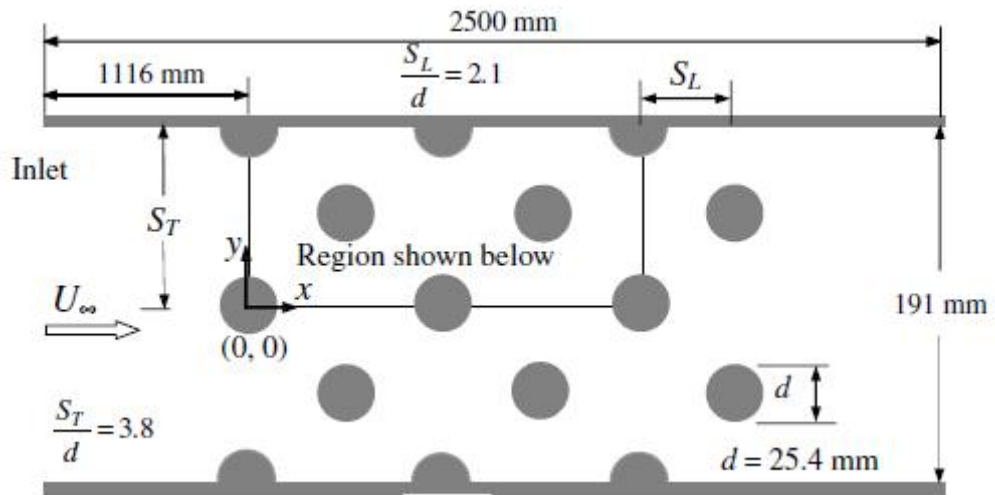


Grafik 2.2. Distribusi *Local Nusselt Number* pada Barisan Pipa Kedua

Pada barisan pipa kedua, seperti terlihat pada grafik 2.2, terjadi 2 (dua) titik nilai minimum pada distribusi *local Nusselt number*. Menurut Baughnet al. (1986), hal tersebut dikarenakan tingkat turbulensi yang lebih efektif terjadi di barisan dalam pada susunan pipa dimana pada titik tersebut terjadi transisi dari *laminar boundary layer* ke *turbulent boundary layer*. Pada gambar tersebut, *local Nusselt number* di daerah depan titik stagnasi adalah 45% lebih tinggi dari pada daerah di depan titik stagnasi pada barisan pipa pertama. Hal tersebut disebabkan oleh percepatan aliran karena halangan dari barisan pipa pertama. Pada barisan pipa kedua, penurunan *Nusselt number* karena lapisan batas laminar yang berkembang dari daerah depan titik stagnasi lebih terlihat dibandingkan pada barisan pipa pertama. *Minimum Nusselt number* terjadi pada sekitar 80° dari titik stagnasi.

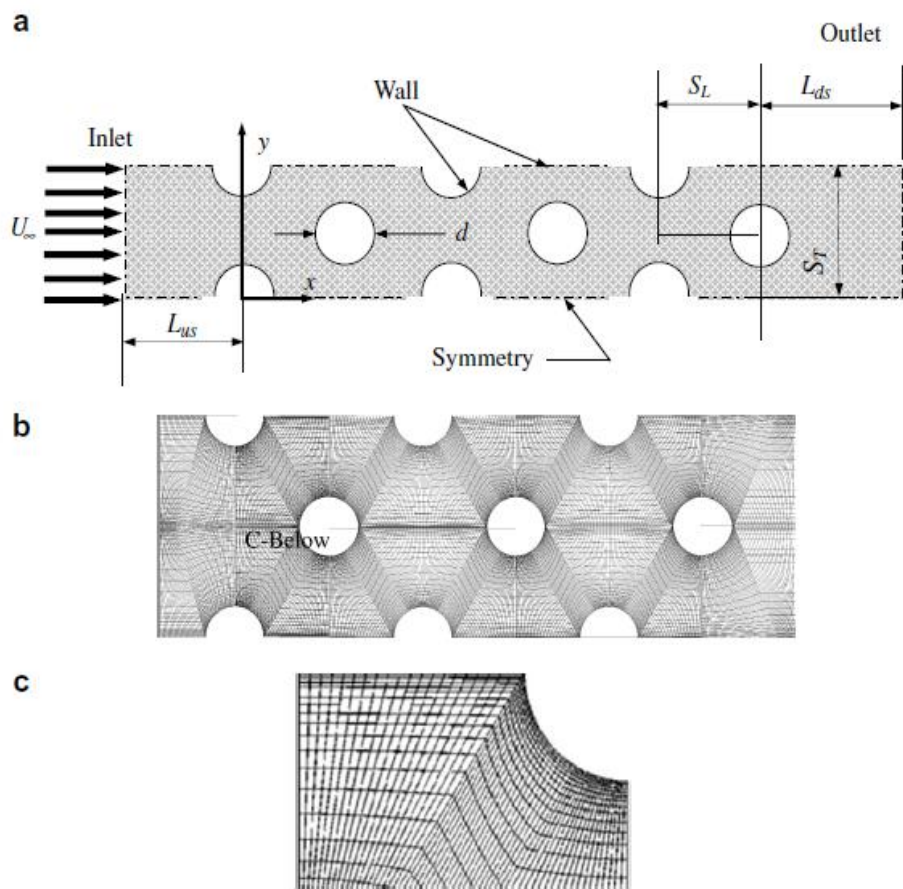
Paul dkk (2007) juga menyajikan hasil pengukuran dan prediksi numerik dari aliran turbulen melintang dalam *tube bundle* dengan susunan *staggered*. Susunan *tube bundle* mempunyai rasio jarak

transversal dan longitudinal dengan diameter masing-masing adalah sebesar 3,8 dan 2,1 seperti ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2. Model *Tube Bundle* dalam Penelitian Paul dkk

Percobaan dilakukan dengan menggunakan teknik *Particle Image Velocimetry* (PIV), dalam aliran air di saluran pada *Reynoldss number* 9300 berdasarkan *inlet velocity* dan diameter pipa. Simulasi CFD code: ANSYS CFX V10.0, digunakan untuk memprediksi aliran turbulen dalam *tube bundle*. Kondisi steady dan isothermal pada persamaan *Reynolds Avaraged Navier - Stokes* (RANS), digunakan untuk memprediksi aliran turbulen yang menggunakan empat model turbulensi berikut: k-epsilon, k-omega standar, k-omega berbasis transport tegangan geser, dan epsilon berbasis *second moment closure* (LRR-IP). Gambar 2.3 memperlihatkan *computational meshing* dari model yang digunakan dalam penelitian ini.

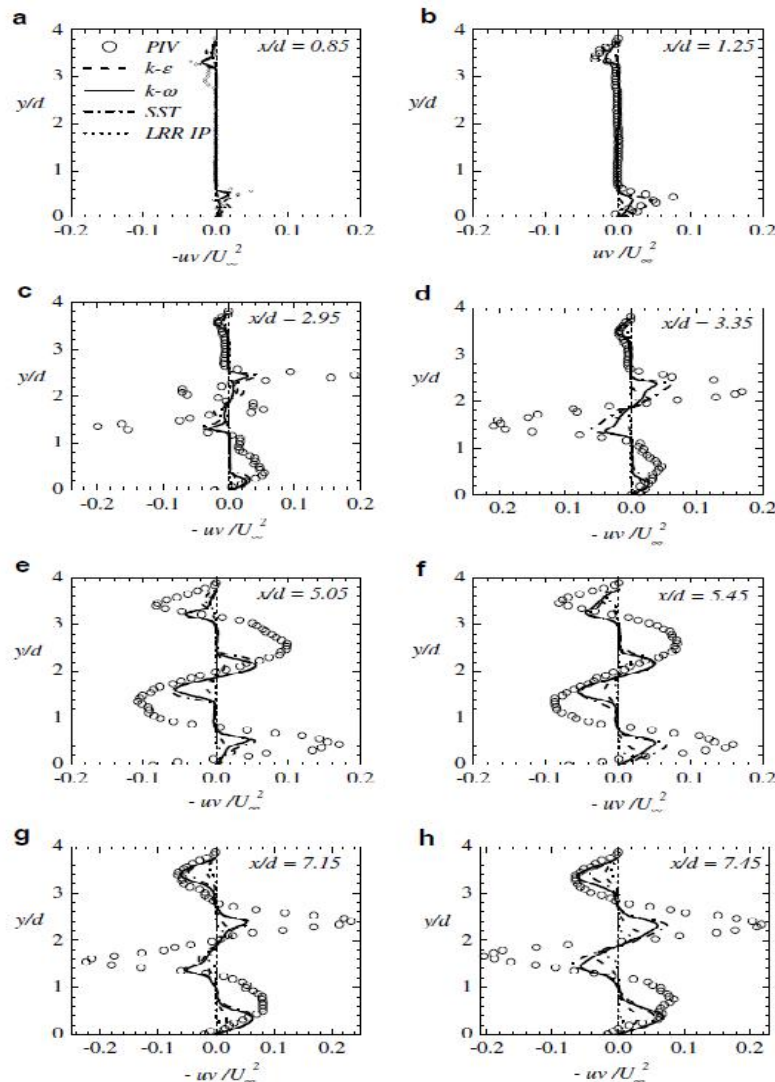


Gambar 2.3. (a) *Solution Domain Nomenclature*, (b) *Computational Grid*, (c) *Sample Grid Detail*

Hasil eksperimen dan studi numerik terhadap aliran turbulen melintang dalam susunan *tube bundle* secara *staggered* ini menunjukkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa nilai *transverse turbulent intensity* secara signifikan lebih tinggi dibandingkan dengan *streamwise turbulent intensity*. Kontribusi dari tegangan normal untuk produksi energi kinetik turbulen adalah sama atau lebih besar dari pada tegangan geser di sebagian besar wilayah aliran. Akibatnya produksi energi kinetik turbulen netto menjadi bernilai negatif di beberapa daerah aliran pada *tube bundle*.
2. Pada susunan *tube bundle* secara *staggered* dengan aliran melintang, dapat diamati bahwa kinerja dari seluruh model turbulen dua persamaan berbasis k menunjukkan hasil yang lebih dekat dengan data

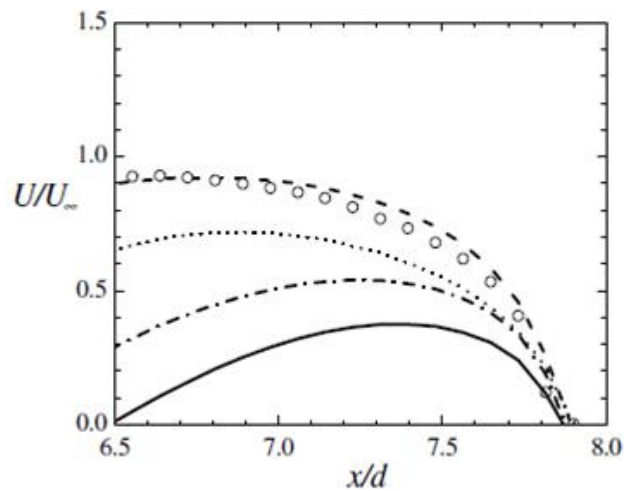
hasil pengukuran pada eksperimen dibandingkan dengan model LRR-IP. Sebagai contoh, *Reynolds normal stresses* yang diperoleh dari model berbasis k lebih menunjukkan kesesuaian yang baik dengan nilai hasil pengukuran dibandingkan dengan model LRR-IP dalam penelitian ini, seperti ditunjukkan pada grafik 2.3.



Grafik 2.3. Perbandingan antara Profil Prediksi Nilai *Reynolds Shear Stress* Secara Numerik dengan Hasil Pengukuran pada Eksperimen

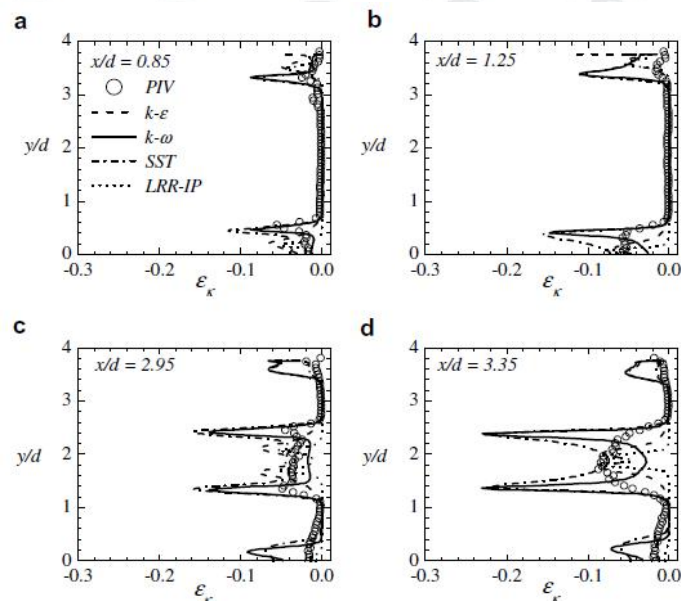
3. Untuk hasil profil kecepatan rata-rata, semua model menunjukkan hasil yang cukup sesuai dengan data eksperimen, tetapi model k-

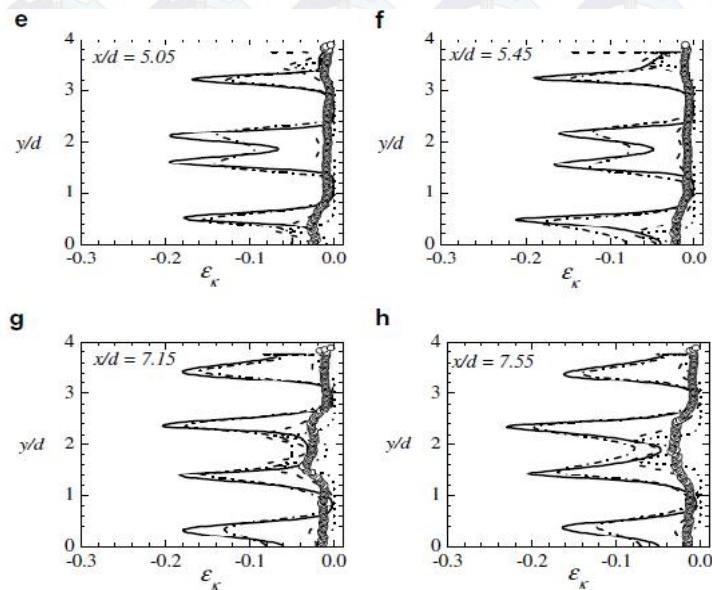
menunjukkan hasil yang paling sesuai dengan data eksperimen, seperti terlihat pada grafik 2.4.



Grafik 2.4. Perbandingan Profil *Mean Velocity* secara Numerik dengan Data Hasil Eksperimen

Begitu juga dengan prediksi nilai laju disipasi, model k- menunjukkan hasil yang paling sesuai dengan data eksperimen, seperti terlihat pada grafik 2.5.



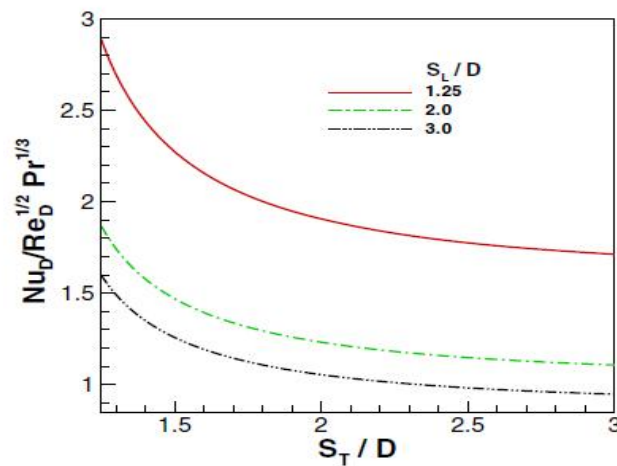


Grafik 2.5. Perbandingan Profil Prediksi Nilai *Dissipation Rate* secara Numerik dengan Data Hasil Eksperimen

Model $k-\epsilon$ juga tidak banyak memberikan perubahan *grid resolutions* dibandingkan dengan model $k-\omega$, SST (*Shear Stress Transport*), dan LRR-IP.

Berikutnya, kajian analitik juga dilakukan oleh **Khan dkk (2006)** terhadap perpindahan panas dari aliran melintang pada *tube banks* baik tersusun secara *in-line* maupun *staggered* dengan kondisi batas keduanya adalah isothermal. Hasil kajian analitik tersebut terkait dengan *tube banks* yang tersusun secara *staggered* adalah sebagai berikut:

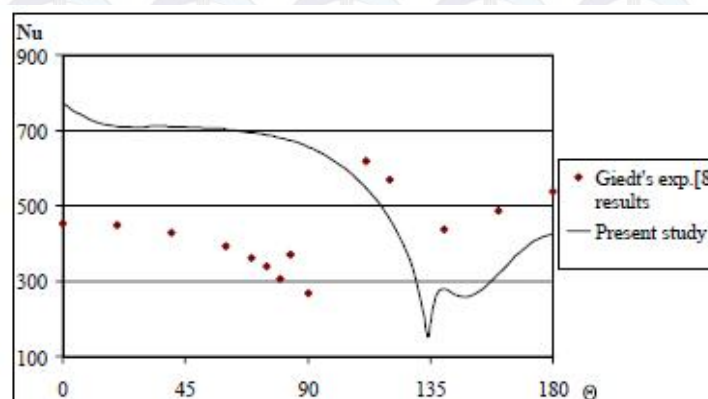
1. Koefisien *heat transfer* rata-rata untuk *tube banks* pada aliran melintang tergantung pada jarak longitudinal dan jarak transversal, bilangan *Reynolds* dan bilangan *Prandtl*.
2. Susunan pipa yang *compact* mengindikasikan kecepatan perpindahan panasnya lebih tinggi dibandingkan dengan yang jarak pipanya lebih lebar, seperti ditunjukkan pada grafik 2.6 berikut:



Grafik 2.6. Variasi Parameter Perpindahan Panas dan Jarak Transversal Pada Susunan Pipa secara *Staggered*

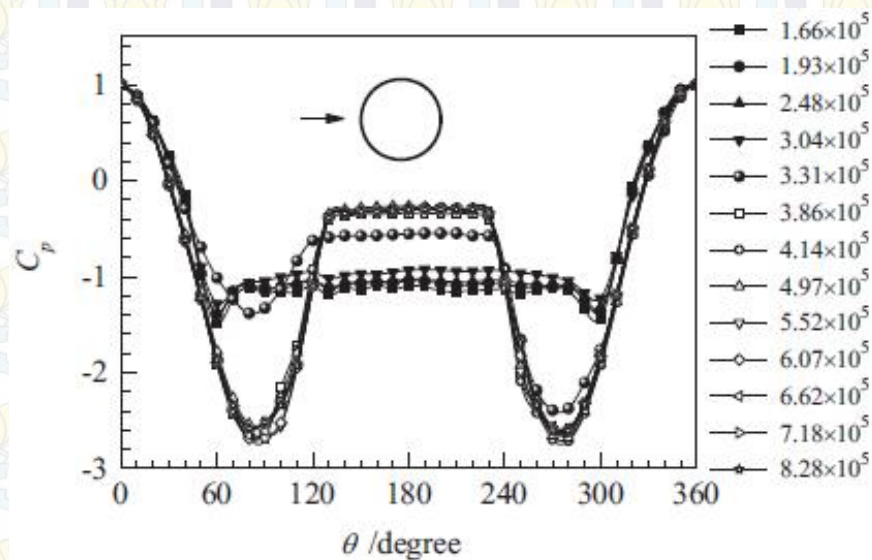
3. Susunan pipa secara *staggered* menghasilkan kecepatan perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan dengan susunan pipa secara *in-line*.

Abdel-Raouf dkk. (2010) juga melakukan simulasi dengan CFD untuk mengetahui detail dari perpindahan panas dari berbagai rezim aliran baik pada *single cylinder* maupun pada *tube banks* dengan jenis yang umumnya dipakai dalam *heat exchanger*. Gambar 2.7 merupakan sebagian hasil simulasi yang dilakukan dalam penelitian ini, yaitu variasi bilangan *Nusselt* pada *single tube* dengan Re sebesar 170.000:



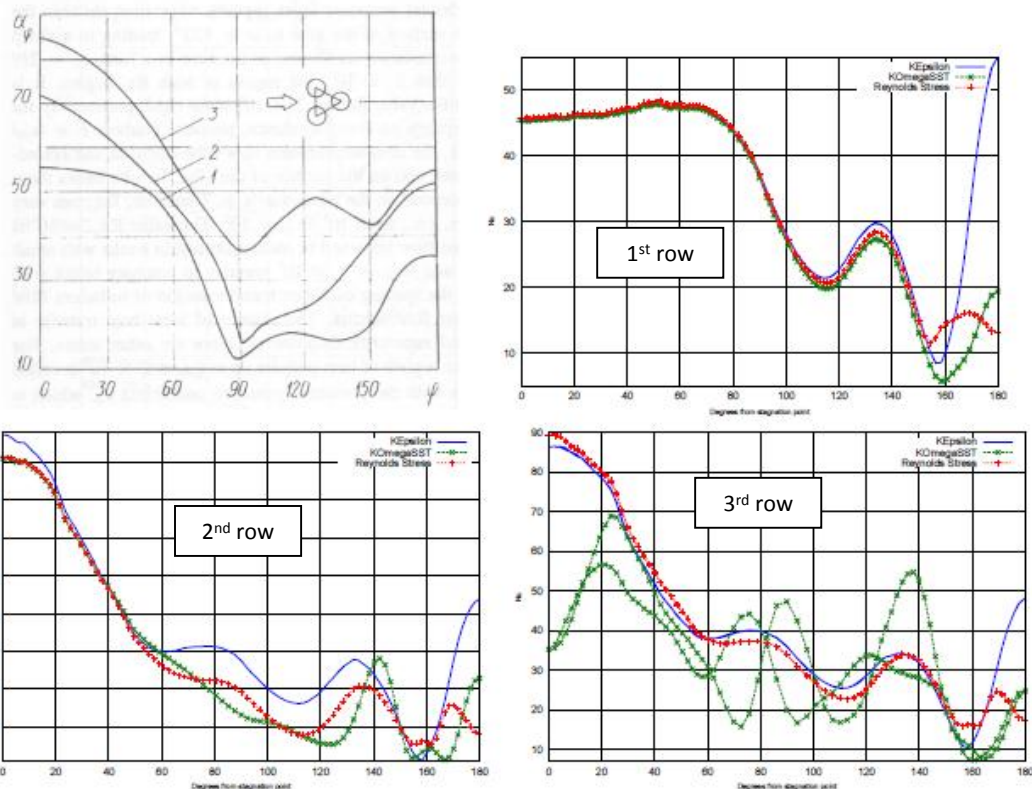
Gambar 2.7. Distribusi *Nusselt number* Lokal pada *Single Tube* dengan Re sebesar 170.000.

Qiu dkk. (2014) sebenarnya meneliti tentang bagaimana mengurangi gaya *drag* dan efek dari *vortex shedding* pada silinder sirkuler dengan fokus pada bagaimana pengaruh *splitter plate* bila diletakkan pada daerah wake. Untuk dapat mengetahui seberapa besar pengaruh *splitter plate* tersebut, Qiu dkk. juga melakukan penelitian tentang karakteristik aliran pada *bare cylinder*. Dimana karakteristik aliran pada *bare cylinder* tersebut direpresentasikan dengan distribusi *local pressure coefficient* (C_p) seperti pada gambar 2.8 berikut:



Gambar 2.8. Distribusi *Pressure Coefficient* lokal pada *bare cylinder* dengan Re sebesar $1,66 \times 10^5 - 8,28 \times 10^5$.

Kanninen (2010) juga melakukan simulasi 2D menggunakan CFD terhadap *tube bundle* pada alat penukar panas udara dengan kondisi *steady* dan susunan *staggered*. Simulasi tersebut menggunakan variabel beberapa model turbulensi untuk mengetahui perubahan temperatur fluida dan besarnya *pressure drop* pada *tube bundle*. Distribusi *Nusselt number* lokal pada setiap baris pipa juga diamati untuk mengetahui karakteristik perpindahan panasnya. Hasilnya untuk pipa baris pertama sampai ketiga adalah seperti pada gambar 2.9 berikut:



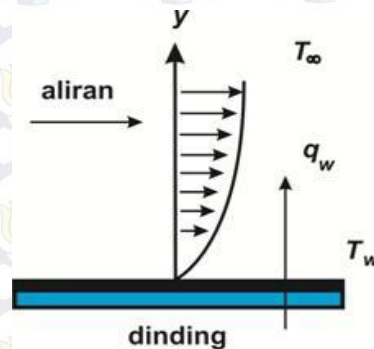
Grafik 2.9. Distribusi Nu Lokal Pada Pipa Baris Pertama sampai Ketiga

2.2. Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah proses perpindahan panas yang terjadi antara permukaan benda padat dengan fluida yang mengalir disekitarnya (bila terdapat beda temperatur), dengan menggunakan media penghantar berupa fluida (cairan/gas).

Konveksi juga merupakan gabungan antara konduksi dan adveksi. Gaya gesek terjadi antara fluida yang mengalir dengan permukaan benda. Akibat adanya gaya gesek tersebut, fluida yang berada di permukaan benda menjadi diam, ($u_{y=0} = 0$). Pada saat fluida mempunyai kecepatan nol, akan terjadi perpindahan panas dari benda ke fluida secara konduksi. Sedangkan pada fluida yang bergerak ($u_y \neq 0$), terjadi proses perpindahan panas secara adveksi, dimana terdapat gerak mikroskopik dari molekul fluida yang memiliki energi (temperatur) lebih tinggi menuju fluida yang temperaturnya lebih rendah. Gabungan antara perpindahan panas secara konduksi dan adveksi inilah yang disebut dengan perpindahan panas

konveksi. Gambar 2.4 menunjukkan skema perpindahan panas secara konveksi dari sebuah plat:



Gambar 2.4. Skema Perpindahan Panas Konveksi pada Plat ^[20]

Perpindahan panas konveksi dibedakan menjadi 3 (tiga) kelompok yaitu ^[19]:

1. Konveksi paksa (*forced convection*)

Adalah perpindahan panas konveksi yang berlangsung karena adanya fluida mengalir yang disebabkan oleh adanya gaya dari luar, tanpa disebabkan oleh perbedaan densitas.

2. Konveksi alami (*natural convection*)

Adalah perpindahan panas konveksi yang terjadi karena berubahnya densitas fluida tersebut yang disebabkan adanya pemanasan.

3. Konveksi campuran (*mixed convection*)

Adalah perpindahan panas konveksi dimana konveksi paksa dan konveksi alami berlangsung secara bersamaan.

Aplikasi perpindahan panas konveksi paksa banyak dijumpai pada peralatan industri seperti *heat exchanger*.

Laju perpindahan panas yang terjadi pada proses konveksi bebas dapat dihitung berdasarkan Hukum Newton tentang pendinginan yang berbunyi “Kecepatan hilangnya panas pada benda sebanding dengan perbedaan temperatur antara benda tersebut dengan lingkungannya”, dapat diwakili dengan persamaan berikut ^[6]:

$$q_c = h_c A (T_s - T_\infty)$$

dimana:

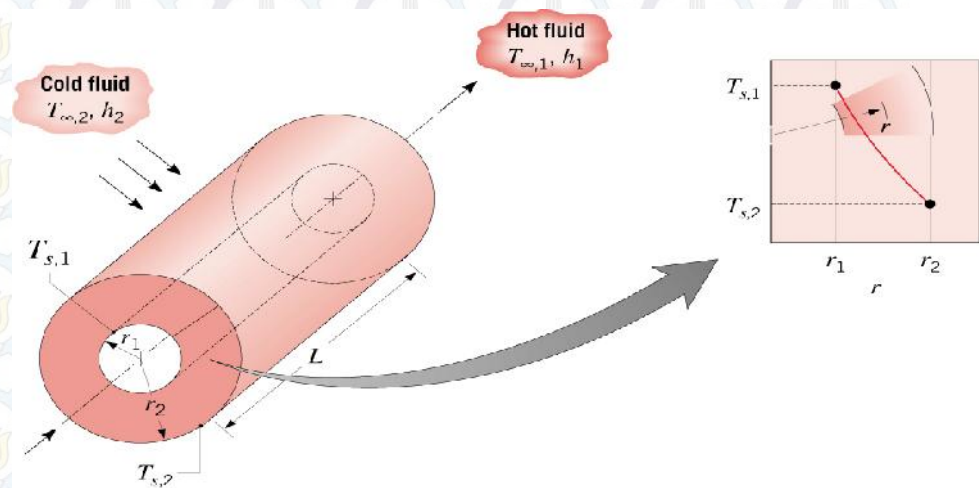
q_c : Laju perpindahan panas konveksi (Watt)

h_c : Koefisien perpindahan panas konveksi ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$)

A : Luasan perpindahan panas arah normal terhadap q (m^2)

T : Suhu Fluida Aliran Bebas ($^\circ\text{K}$)

T_s : Suhu Permukaan ($^\circ\text{K}$)



Gambar 2.5. Perpindahan Panas Konveksi Bebas pada Silinder [6]

Pada suatu permukaan besarnya koefisien konveksi tidaklah konstan, tetapi berubah-ubah sepanjang daerah perpindahan panas. Untuk itu dikenal istilah koefisien perpindahan panas konveksi lokal yang menyatakan nilai koefisien ini pada posisi tertentu pada permukaan perpindahan panas. Dengan demikian Total Laju Perpindahan Panas Konveksi (W) dapat dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$q = \int_{A_s} q'' dA_s = (T_s - T_\infty) \int_{A_s} h dA_s = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty)$$

dimana $\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s$ adalah Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

rata-rata dengan satuan $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata merupakan nilai rata-rata koefisien perpindahan panas konveksi lokal pada seluruh permukaan [6].

Selain dipengaruhi perbedaan temperatur antara fluida yang mengalir dengan permukaan benda ($T - T_s$) dan koefisien perpindahan

panas konveksi (h), besar *heat flux* yang terjadi juga dipengaruhi tebal *thermal boundary layer* dan jenis fluida. Beberapa peneliti lain juga menyimpulkan perpindahan panas konveksi juga dipengaruhi oleh karakteristik aliran dan geometri permukaan ^[19].

Parameter Tak Berdimensi (*Dimensionless*) ^{[19][20]}

Pada teori perpindahan panas konveksi umumnya dipakai beberapa parameter tak berdimensi, antara lain:

1. Bilangan *Reynolds* (*Reynolds Number*)

Bilangan Reynolds adalah rasio antara gaya inersia (ρv_s^2) terhadap gaya viskos (μ/L) yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan Reynolds ini dapat digunakan untuk mengidentifikasikan karakteristik aliran yang berbeda, seperti jenis aliran laminar, transisi dan turbulen, dimana karakteristik aliran ini akan mempengaruhi besar perpindahan panas konveksi yang terjadi. Nama *Reynolds number* diambil dari Osborne Reynolds (1842–1912) yang mengusulkannya di tahun 1883.

Persamaan bilangan *Reynolds* umumnya adalah sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho v_s L}{\mu} = \frac{v_s L}{\nu} = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya viskos}}$$

dimana:

- V_s : kecepatan fluida
- L : panjang karakteristik
- μ : viskositas absolut fluida dinamis
- ν : viskositas kinematik fluida – $\nu = \mu/\rho$
- ρ : kerapatan (densitas) fluida

2. Bilangan *Prandtl* (*Prandtl Number*)

Bilangan Prandtl adalah bilangan tanpa dimensi yang merupakan fungsi dari sifat-sifat fluida. Bilangan Prandtl didefinisikan sebagai perbandingan viskositas kinematik terhadap difusivitas thermal

fluida atau dapat pula didefinisikan sebagai perbandingan antara ketebalan lapisan batas kecepatan dengan ketebalan lapisan batas termal, yaitu seperti persamaan dibawah ini:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

dimana:

- C_p : panas spesifik fluida (J/kg.°K)
- μ : viskositas fluida (Pa.det)
- k : konduktivitas thermal (W/m².°K)

3. Bilangan *Nusselt* (*Nusselt number* (Nu))

Bilangan *Nusselt* adalah rasio laju perpindahan panas konveksi terhadap laju perpindahan panas konduksi normal terhadap batas dalam kasus perpindahan panas pada permukaan fluida. Bilangan *Nusselt* adalah satuan tak berdimensi yang diambil dari nama Wilhelm Nusselt. Komponen konduktif diukur di bawah kondisi yang sama dengan konveksi dengan kondisi fluida stagnan atau tidak bergerak. Aliran panas konduksi dan konveksi sifatnya sejajar satu sama lainnya dan terhadap permukaan normal terhadap bidang batas, sehingga bilangan *Nusselt* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} = \frac{\text{Koefisien pindah panas konvektif}}{\text{Koefisien pindah panas konduktif}}$$

dimana:

- L : panjang karakteristik (m)
- k_f : konduktivitas termal fluida (W/m.°K)
- h : koefisien perpindahan panas konveksi (W/m².°K)

L adalah panjang karakteristik yang tergantung aliran dan tipe geometri permukaan, yang pemilihannya harus searah dengan ketebalan dari lapisan batas, seperti yang terdapat pada tabel 2.1.

Tabel 2.1. Panjang Karakteristik Kasus Aliran

Kasus Aliran	L
Pipa silinder dengan diameter D_i	D_i
Melintasi pipa dengan diameter D_o	D_o
Selain pipa dengan hydraulic diameter D_h	D_h

Sehingga laju perpindahan panas konveksi aliran melewati permukaan sebuah benda akan sebanding dengan besarnya *Nusselt number* (Nu). Untuk konveksi bebas, rata-rata bilangan *Nusselt* dinyatakan sebagai fungsi dari bilangan *Rayleigh* dan bilangan *Prandtl*. Sedangkan untuk konveksi paksa, rata-rata bilangan *Nusselt* adalah fungsi dari bilangan *Reynolds* dan bilangan *Prandtl*. Dalam bentuk persamaan dapat ditulis sebagai berikut:

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

, m dan n adalah konstanta pendekatan empiris

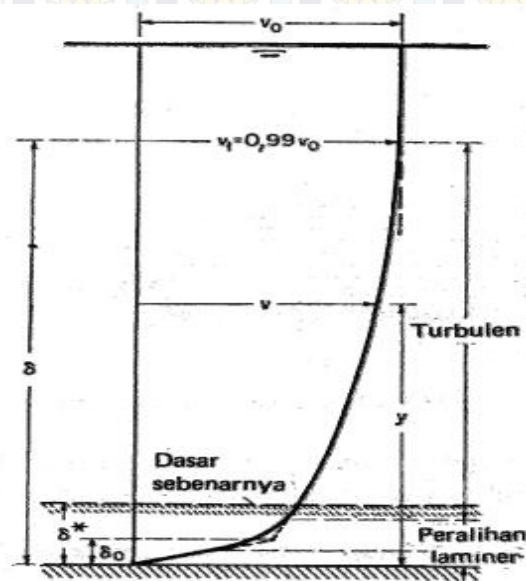
Hubungan empiris untuk berbagai geometri terkait konveksi menggunakan bilangan *Nusselt* didapatkan melalui eksperimen.

2.3. Konsep Lapisan Batas (*Boundary Layer*)

A. Lapisan Batas Kecepatan (*Velocity Boundary Layer*)

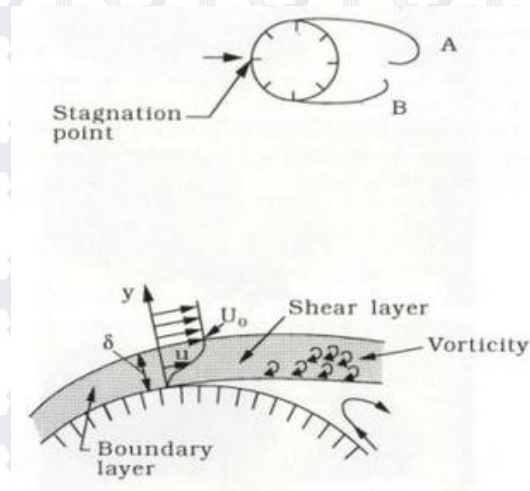
Saat fluida dengan *free stream* mengalir menuju suatu body, maka akan terjadi suatu kondisi dimana aliran yang semula kecepatannya uniform (u) akan menjadi tidak uniform lagi sehingga akan terbentuk distribusi kecepatan (*velocity distribution*) karena pengaruh kontur body yang dilewatinya. Distribusi kecepatan ini dimulai dari titik di permukaan body tersebut, dimana aliran fluida mempunyai kecepatan nol (*zero velocity*) kemudian akan semakin bertambah besar ketika menjauhi titik di permukaan body tersebut dan semakin bertambah besar juga ketika fluida menjauhi permukaan body tersebut. Kecepatan *free stream* yang semakin bertambah karena menjauhi permukaan body tersebut pada suatu ketika tidak akan lagi bisa mempengaruhi kecepatan aliran fluida, yaitu dimana pengaruh

tegangan geser akan hilang pada posisi tertentu dan kecepatan fluida mencapai nilai kecepatan fluida *nonviscous* ($u = 0.99u$) dan posisi tersebut merupakan batas daerah *viscous* dengan daerah *nonviscous*. Efek-efek viskositas akan terkonsentrasi dalam daerah yang disebut dengan *viscous area* yang tidak lain adalah Lapisan Batas (*Boundary Layer*), sedangkan diluar *boundary layer* efek viskositas dapat diabaikan (*non viscous area*). Jarak yang diukur dari permukaan body arah normal hingga posisi $u = 0.99u$ disebut dengan tebal lapisan batas (δ). Tebal lapisan batas (δ) merupakan besaran jarak yang tegak lurus terhadap permukaan batas dimana kecepatan v_1 sama dengan 99% dari kecepatan batas v_0 , dengan kurva distribusi kecepatan di lapisan batas berbentuk asimtotis, seperti terlihat pada gambar 2.6 berikut:



Gambar 2.6. Tebal Lapisan Batas (δ) [3]

Lapisan Batas (*Boundary Layer*) juga dapat diartikan sebagai suatu lapisan tipis (*layer*) dekat dengan permukaan *body* dimana pada daerah ini terjadi kondisi transisi yaitu kecepatan fluida tidak sama dengan kecepatan *free stream* yang kemudian akan menjadi sama dengan kecepatan *free stream* kembali, seperti terlihat pada gambar 2.7 berikut:



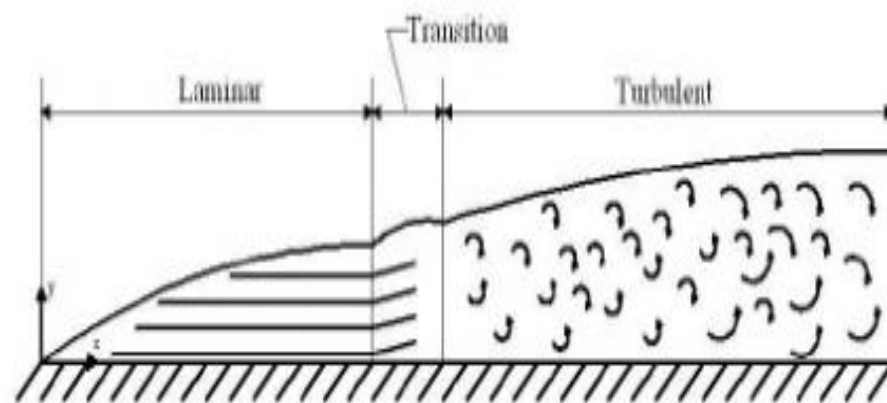
Gambar 2.7. *Boundary Layer* Pada Silinder ^[19]

Lapisan batas terbagi menjadi tiga daerah yakni lapisan batas laminar, daerah transisi, dan lapisan batas turbulen. Pada lapisan batas laminar, aliran atau lapisan fluida (*fluid layers*) bergerak secara halus antara satu sama lainnya atau dengan kata lain lapisan batas laminar memiliki *streamline* yang saling paralel satu sama lainnya. Pengaruh gesekan (tegangan geser) yang timbul akibat *velocity gradient* yang diakibatkan oleh viskositas fluida itu sendiri, sehingga perpindahan massa dan momentum antara aliran fluida terjadi dalam tingkat molekular saja. Sedangkan pada lapisan batas turbulen, gerakan molekul fluida yang acak menyebabkan terjadinya fluktuasi kecepatan (baik pada arah paralel maupun tegak lurus terhadap aliran). Fluktuasi kecepatan pada arah tegak lurus aliran menyebabkan perpindahan massa dan momentum terjadi dalam jumlah yang sangat besar antar lapisan fluida. Hal inilah yang menyebabkan tegangan geser pada lapisan batas turbulen lebih besar jika dibandingkan dengan lapisan batas laminar. Dengan kata lain tegangan geser di dalam lapisan batas turbulen tidak hanya dipengaruhi oleh viskositas fluida (viskositas fluida berharga konstan di seluruh medan aliran fluida), melainkan oleh *Reynolds Shear Stresses*. *Reynolds Shear Stresses* atau *Turbulent*

Stresses sendiri merupakan besaran yang menunjukkan fluktuasi kecepatan molekul fluida ^[19].

Selain lapisan batas laminar dan turbulen, terdapat kondisi dimana aliran fluida mengalami proses peralihan dari aliran laminar ke turbulen, kondisi inilah yang disebut sebagai keadaan transisi (daerah transisi). Faktor yang mempengaruhi lamanya proses transisi adalah gradien tekanan, kekasaran permukaan, gaya bodi dan gangguan aliran bebas.

Sebagai contoh, gambar 2.8 dibawah ini menunjukkan profil lapisan batas laminar, daerah transisi dan lapisan batas turbulen di dalam sebuah lapisan batas pada plat datar:

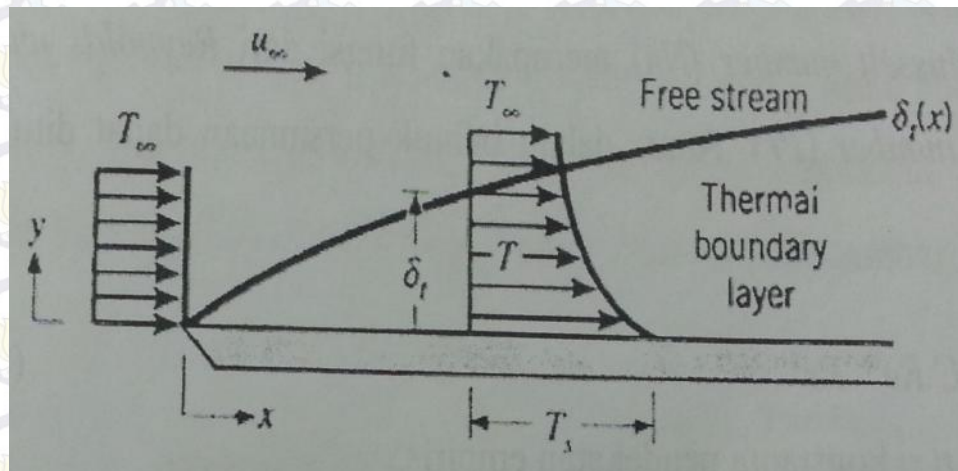


Gambar 2.8. Profil Lapisan Batas Laminar, Daerah Transisi dan Lapisan Batas Turbulen di Dalam Lapisan Batas pada Plat Datar ^[20]

B. Lapisan Batas Panas (*Thermal Boundary Layer*)

Lapisan batas termal (*Thermal Boundary Layer*) terjadi akibat adanya gradien suhu antara permukaan suatu benda dengan fluida. Gradien suhu ini menimbulkan adanya perpindahan panas antara permukaan dengan fluida di dalam *boundary layer*, dimana perpindahan panas tersebut berlangsung secara konduksi. Pada saat aliran menyentuh permukaan pertama kali pada daerah *leading edge*, profil temperatur masih *uniform* dimana $T(y) = T_\infty$. Kemudian partikel fluida yang kontak dengan permukaan mencapai keseimbangan termal

dengan permukaan benda, sehingga menyebabkan gradien suhu antara partikel fluida yang menyentuh permukaan dengan partikel fluida di atasnya. Daerah dimana ada gradien suhu antara partikel fluida yang menyentuh permukaan dengan partikel fluida di atasnya tersebut dinamakan dengan Lapisan Batas Panas (*Thermal Boundary Layer*). Contoh lapisan batas panas yang terjadi pada permukaan benda datar dapat dilihat pada gambar 2.9 berikut:



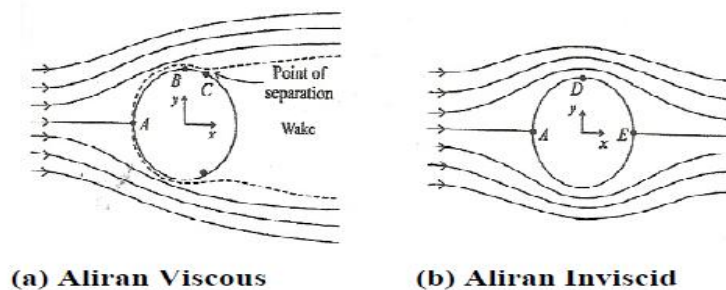
Gambar 2.9. *Thermal Boundary Layer* pada Permukaan Plat dengan Temperatur Konstan ^[6]

2.4. Aliran Melintasi Silinder Tunggal (*External Flow*)

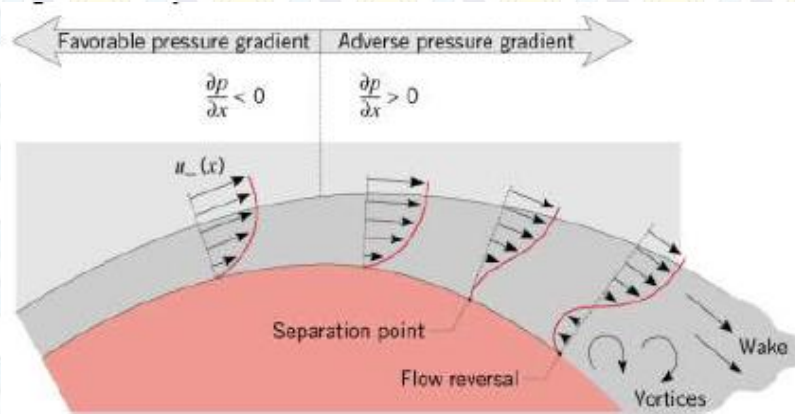
Karakteristik aliran yang melewati silinder tunggal dapat dibedakan menjadi dua kelompok berdasarkan *Reynolds number*. Bilangan kritis *Reynolds number* untuk aliran yang melewati silinder tunggal atau bola kira-kira $Re_{cr} = 2 \times 10^5$. Dengan demikian, aliran yang melewati silinder tunggal akan menjadi laminar untuk $Re < 2 \times 10^5$ dan akan menjadi turbulen pada $Re > 2 \times 10^5$ ^[11]. Pada silinder tunggal, panjang karakteristiknya diambil dari diameter eksternal D , sehingga *Reynolds number* dapat didefinisikan sebagai $Re = Re_D = VD/\nu$ dimana V adalah kecepatan seragam fluida saat mencapai silinder ^[19].

Pada titik terdepan silinder, terdapat titik stagnasi dimana kecepatan fluida adalah nol dan tekanannya meningkat, kemudian dari titik A ke B terjadi akselerasi aliran, daerah ini dinamakan daerah

favorable pressure gradient dimana $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$. Setelah itu aliran akan mengalami deselerasi pada titik C karena aliran fluida pada daerah ini mengalami kekurangan momentum untuk mengatasi gradien tekanan yang tinggi dibelakang silinder, yang menyebabkan *boundary layer* terlepas dari permukaan silinder dan akhirnya aliran fluida akan terpecah membentuk *separated region* di belakang silinder. Keadaan tersebut dinamakan *adverse pressure gradient* ($\frac{\partial p}{\partial x} > 0$)^[11]. Aliran pada daerah tersebut dicirikan dengan adanya formasi berupa pusaran (*vortex*) secara periodik yang tidak beraturan dan tekanannya yang rendah. Titik C inilah yang disebut dengan titik separasi dan *separated region* disebut dengan daerah *wake* yang terbentuk pada daerah belakang silinder setelah titik separasi, dimana pada daerah *wake* ini tekanannya sangat rendah. Pola dan profil kecepatan aliran yang melintasi dinding silinder ditunjukkan pada Gambar 2.10 dan Gambar 2.11 berikut:

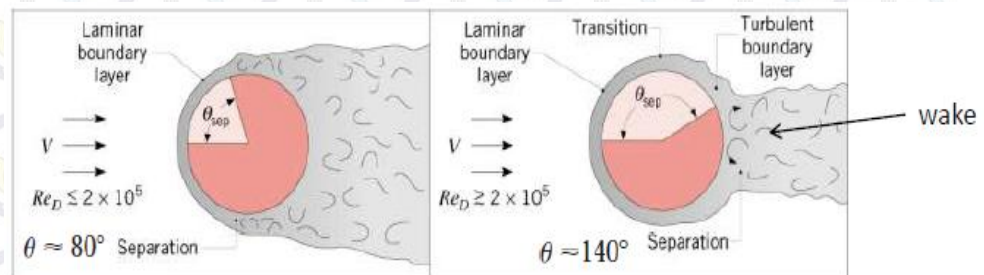


Gambar 2.10. Pola Aliran Melintasi Silinder Tunggal^[18]



Gambar 2.11. Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder^[11]

Seperti telah dijelaskan pada poin 2.4 bab ini mengenai konsep *boundary layer*, dengan momentum aliran pada *turbulent boundary layer* yang lebih besar dibanding dengan *laminar boundary layer*, maka dapat disimpulkan bahwa aliran turbulen dapat menunda terjadinya separasi, seperti terlihat pada gambar 2.12 berikut:



Gambar 2.12. Pengaruh Turbulensi Terhadap Separasi ^[18]

Koefisien Drag

Gaya hambat (*drag force*) adalah gaya dari sebuah fluida mengalir yang mendesak sebuah benda dalam arah alirannya. Gaya hambat atau *drag* merupakan efek kombinasi dari dua jenis gaya, yaitu:

1. *Pressure Drag*, adalah gaya hambat yang berkaitan dengan tekanan, dan sangat bergantung pada bentuk bendanya. *Pressure drag* sebanding dengan luas frontal (luas yang diproyeksikan pada sebuah bidang dengan arah normal terhadap arah aliran fluida) dan selisih antara tekanan yang bekerja pada bagian depan dan belakang benda yang terkena fluida tersebut.
2. *Friction Drag*, adalah gaya hambat yang berkaitan dengan tegangan geser pada dinding sebuah benda. *Friction drag* sebanding dengan luas permukaan benda.

Secara menyeluruh, gaya hambat bergantung pada kerapatan fluida, kecepatan *upstream*, dan juga bentuk atau ukuran benda yang menjadi hambatan. Karakteristik hambatan dari benda direpresentasikan dalam sebuah angka tak berdimensi yang disebut dengan koefisien hambat atau *drag coefficient* yang merupakan total dari koefisien hambat tekanan dan koefisien hambat friksi seperti berikut:

$$C_D = C_{D,tekanan} + C_{D,gesekan}$$

Untuk $C_{D,gesekan}$ biasanya nilainya sangat kecil maka dapat diabaikan, sehingga persamaan C_D menjadi:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U^2 A}$$

Keterangan:

F_D : Gaya *drag* (N)

ρ : Densitas fluida (kg/m^3)

U : Kecepatan aliran (m/s)

A : Luas penghalang (m^2)

Ketika sebuah fluida terpencar akibat bertumbukan dengan sebuah benda, hal itu akan menciptakan sebuah area separasi antara benda dan aliran fluida yang akan terjadi pada bagian belakang benda dengan tekanan yang cukup rendah. Semakin besar *separation region*nya, maka semakin besar *pressure drag*nya.^[19]

Koefisien *drag* yang bekerja pada silinder utama juga dapat diperoleh dengan mengintegrasikan tekanan permukaan pada silinder, seperti persamaan berikut ^[18]:

$$C_D = \int \frac{(P - P_o) dA}{\frac{1}{2} \rho U_o^2 DC}$$

Dengan:

P : Tekanan statik di bagian depan silinder (N/m^2)

P_o : Tekanan statik di bagian belakang silinder (N/m^2)

C : Panjang silinder (m)

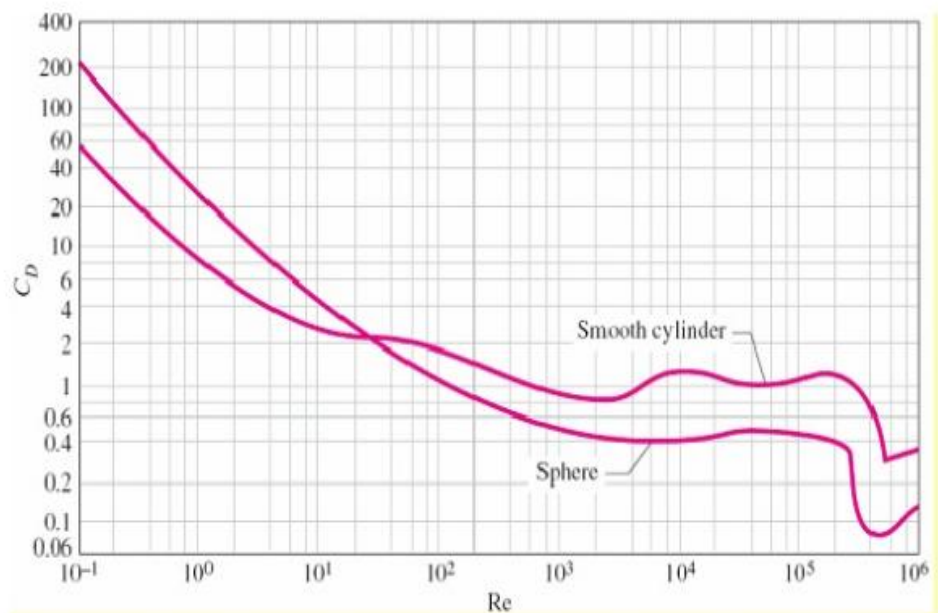
D : Diameter silinder (m)

U_o : Kecepatan aliran bebas (m/s)

ρ : Densitas fluida (kg/m^3)

Sifat aliran yang melewati silinder tunggal maupun bola sangat mempengaruhi koefisien hambat total C_D . *Friction drag* dan *pressure drag* dapat menjadi signifikan. Gaya hambat pada dasarnya berhubungan dengan *friction drag* pada bilangan Reynolds rendah ($Re < 10$) dan *pressure drag* pada bilangan Reynolds tinggi ($Re > 5000$). Kedua pengaruh tersebut akan signifikan pada bilangan Reynolds sedang ^[19].

Dari analisis dimensional dapat ditunjukkan bahwa koefisien hambat rata-rata C_D untuk silinder dan bola merupakan fungsi dari *Reynolds number*, seperti yang terlihat pada grafik 2.10 berikut:



Grafik 2.10. Hubungan antara Koefisien Hambat (C_D) dengan *Reynolds Number* ^[19]

Kurva-kurva tersebut menunjukkan perilaku berbeda pada nilai *Reynolds number* yang berbeda pula, berikut penjelasannya ^[19]:

- $Re \approx 1$: Aliran yang terbentuk adalah aliran yang pelan, dan koefisien hambat berkurang seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds*.
- $Re \approx 10,9$: Pemisahan fluida mulai terjadi pada bagian belakang benda dengan munculnya pusaran.

Separation region membesar seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds* sampai sekitar 10^3 . Pada saat ini, 95% *drag* yang terjadi merupakan *pressure drag* dan akan terus berlangsung turun seiring dengan kenaikan bilangan *Reynolds* pada interval $10 < Re < 10^3$.

- $10^3 < Re < 10^5$: Koefisien hambatnya relatif konstan. Perilaku ini khas pada benda tumpul. Aliran pada batas lapisan adalah laminar, tetapi aliran pada *separated region* di belakang silinder atau bola adalah turbulen dengan area yang luas.
- $10^5 < Re < 10^6$: Terjadi penurunan tiba-tiba pada nilai koefisien hambat pada interval ini (biasanya pada 2×10^5). Reduksi besar ini berhubungan dengan aliran yang pada batas lapisannya menjadi turbulen, yang bergerak pada titik separasi lebih jauh pada belakang benda mengurangi ukuran dari *wake* dan juga besarnya *pressure drag*.

Selain menggunakan C_D , untuk merepresentasikan *pressure drop* juga dapat digunakan C_P (*Pressure Coefficient*). Koefisien *pressure* didefinisikan sebagai perbandingan tekanan statis terhadap tekanan dinamis yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$C_P = \frac{P_C - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2}$$

dimana:

P_C : Tekanan statik pada kontur lokal (N/m^2)

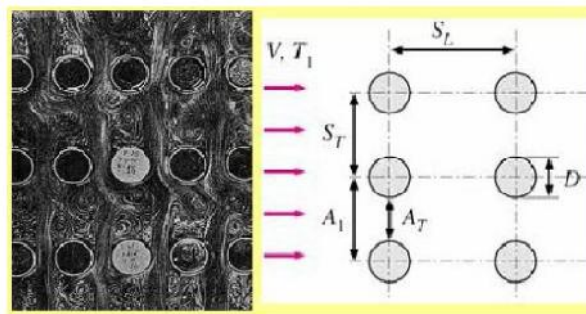
P : Tekanan statik pada *free stream* (N/m^2)

U : Kecepatan aliran pada *free stream* (m/s)

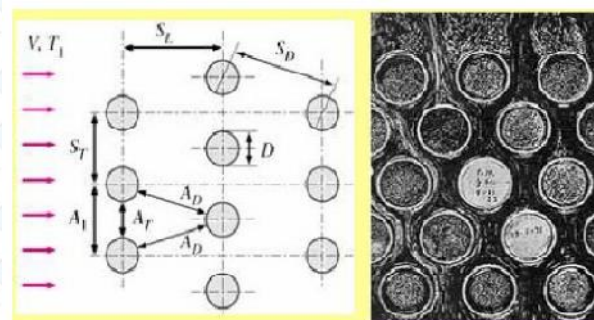
ρ : Densitas fluida (kg/m^3)

2.5. Aliran Melintasi Susunan Pipa (*External Flow*)

Kondisi aliran fluida diluar susunan pipa dipengaruhi oleh pola aliran, pengaruh separasi *boundary layer* dan tingkat turbulensi *downstreamnya*, dimana hal tersebut akan mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi pada susunan pipa tersebut. Ada dua konfigurasi pipa yang biasa digunakan yaitu *staggered* dan *aligned* seperti ditunjukkan pada gambar 2.13. Karakteristik konfigurasi dipengaruhi oleh diameter pipa (D), jarak transversal (S_T), jarak longitudinal (S_L) dan puncak diagonal (S_D) yang diukur dari titik pusat *pipa* [19].



Susunan secara *in-line*



Susunan secara bertumpuk

Gambar 2.13. Susunan Pipa *In-line* dan *Staggered* [19]

Puncak diagonal dapat ditentukan dengan:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 - \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$$

Saat fluida memasuki susunan pipa tersebut, luas area aliran berkurang dari $A = S_T L$ menjadi $A_T = (S_T - D)L$ antara masing-masing pipa dan kecepatan aliran meningkat. Pada penyusunan pipa secara *staggered*, kecepatannya dapat meningkat lebih jauh di bagian diagonal jika barisan pipanya sangat dekat satu sama lain. Dalam susunan pipa, karakteristik aliran didominasi oleh kecepatan maksimum v_{max} yang terjadi di dalam susunan pipa dibandingkan dengan kecepatan datangnya fluida (v). Oleh karena itu bilangan Reynolds didefinisikan pada dasar kecepatan maksimumnya sebagai berikut:

$$Re_D = \frac{\rho v_{max} D}{\mu} = \frac{v_{max} D}{\nu}$$

Kecepatan maksimum ditentukan dari persyaratan konservasi massa untuk aliran *steady* dan *incompressible*.

Untuk penyusunan secara *aligned*, kecepatan maksimum terjadi pada area aliran minimum antar pipa, dan konservasi massanya dapat dinyatakan sebagai $v A_1 = v_{max} A_T$ atau $v S_T = v_{max} (S_T - D)$. Jadi kecepatan maksimumnya menjadi:

$$v_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} v$$

Untuk penyusunan secara *staggered*, fluida mendekati area A_1 melewati area A_T dan kemudian area $2A_D$ ketika saat itu juga fluida membungkus sekeliling pipa pada baris berikutnya. Jika $2A_D > A_T$, maka kecepatan maksimumnya tetap terjadi pada A_T antar pipa dan juga hubungan persamaan v_{max} diatas dapat juga digunakan untuk penyusunan secara *staggered*. Akan tetapi, jika $2A_D < A_T$ atau jika $2(S_D - D) < (S_T - D)$, kecepatan maksimum terjadi pada bagian diagonal potongnya, dan kecepatan maksimumnya menjadi:

$$v_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} v$$

Sifat aliran fluida yang melewati susunan pipa pada baris pertama menyerupai aliran yang melewati pipa tunggal, khususnya ketika pipa-pipa tersebut jaraknya tidak terlalu dekat satu sama lain. Sifat aliran

fluida yang melewati susunan pipa pada baris kedua dan seterusnya adalah sangat berbeda karena pembentukan wake dan turbulensi yang disebabkan oleh pipa-pipa baris pertama. Tingkat turbulensi dan juga koefisien heat transfer panas meningkat seiring dengan jumlah baris karena efek kombinasi dari baris pertama, tetapi tidak ada perubahan yang signifikan pada tingkat turbulensi setelah beberapa baris pertama dan juga koefisien transfer panasnya konstan [19].

2.6. Perpindahan Panas Pada Fluida Melintasi Silinder Tunggal

Dalam *Heat Exchanger*, pipa digunakan sebagai media untuk mentransfer panas dari satu fluida ke fluida yang lain. Perpindahan panas yang terjadi pada suatu lapisan fluida tersebut terjadi melalui proses konduksi dan konveksi yang besarnya dapat dinyatakan dengan bilangan Nusselt. Semakin besar nilai bilangan *Nusselt* maka konveksi yang terjadi semakin efektif, sedangkan untuk bilangan *Nusselt* yang bernilai 1 menunjukkan bahwa perpindahan kalor yang terjadi pada lapisan fluida tersebut hanya melalui konduksi. Bilangan *Nusselt* rata-rata untuk aliran melintang pada pipa silinder dapat menggunakan beberapa alternatif persamaan, antara lain:

1. Zhukauskas [6]

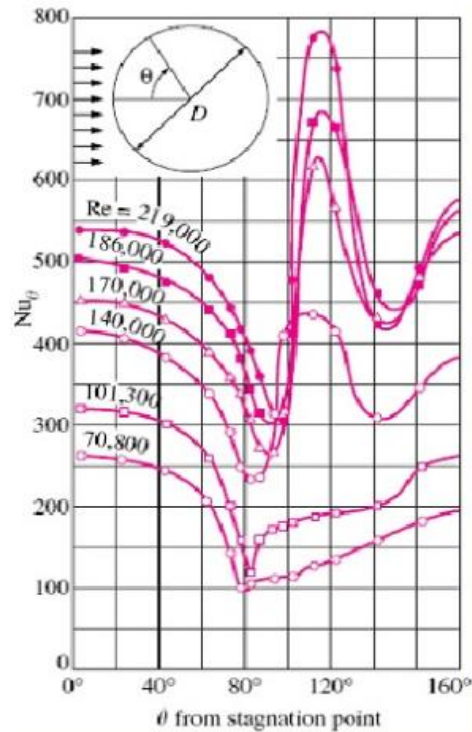
$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad \text{untuk } 0.7 < Pr < 500 \text{ dan } 1 < Re_D < 10^6$$

2. Churchill and Bernstein [6]

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4 / Pr)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

Proses perpindahan panas yang terjadi pada silinder memiliki karakteristik yang berbeda dengan bentuk lainnya. Akibat dari perbedaan profil aliran sebagaimana telah ditunjukkan pada poin 2.5 bab ini, mengakibatkan variasi pada *Nusselt number* lokal pada silinder tersebut. Variasi dari bilangan Nusselt lokal (Nu) di sekitar batas luar silinder

yang diterapkan pada aliran melintang fluida seperti yang ditunjukkan pada grafik 2.11 berikut ^[19]:



Grafik 2.11. Variasi *Local Nusselt Number* Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal^[6]

Penjelasan dari grafik diatas adalah sebagai berikut ^[19]:

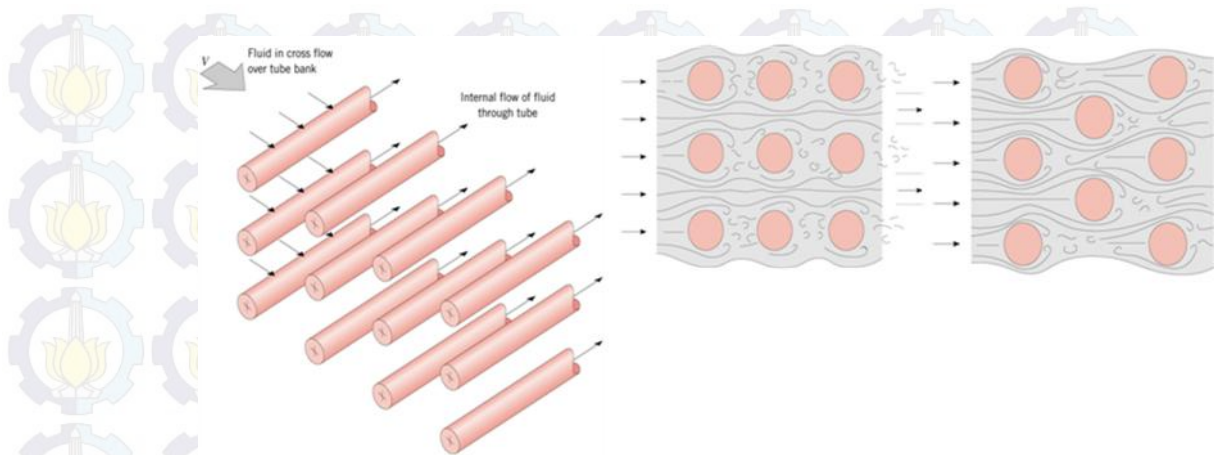
- kecil : Nu berkurang seiring dengan kenaikan sebagai hasil dari penebalan batas lapisan laminar.
- $80^\circ < \theta < 90^\circ$: Nu mencapai nilai minimum. Untuk bilangan Reynolds rendah, Nu berhubungan dengan titik separasi pada aliran laminar, sedangkan untuk bilangan Reynolds yang tinggi, Nu berhubungan dengan transisi menuju aliran turbulen.
- $\theta > 90^\circ$: Nu meningkat seiring dengan kenaikan yang berhubungan dengan perpaduan yang intens pada zona separasi (aliran yang terjadi adalah laminar).

- $90^\circ < \theta < 140^\circ$: Nu meningkat seiring dengan penebalan batas lapisan (aliran yang terjadi adalah turbulen), hal tersebut dikarenakan terjadi *mixing* di daerah *wake*.
- $\theta > 140^\circ$: Nu mencapai nilai minimum kedua sehubungan dengan titik separasi yang terjadi pada aliran turbulen.

2.7. Perpindahan Panas Pada Fluida dengan Aliran Melintang Pada Susunan Pipa

Aliran melintang pada susunan pipa sering kali dijumpai pada alat penukar panas jenis kondensor dan evaporator. Pada perangkat penukar panas jenis tersebut suatu fluida mengalir pada beberapa buah pipa sedangkan fluida lainnya mengalir secara melintang tegak lurus dengan pipa, seperti terlihat pada gambar 2.14. Pada kasus seperti ini perhitungan perpindahan panas tidak dapat dilakukan dengan menghitung satu pipa kemudian mengalikannya dengan jumlah pipa. Hal tersebut dikarenakan pola aliran sangat dipengaruhi oleh pipa-pipa tersebut sebagai suatu kesatuan. Untuk itu, analisa perpindahan panasnya harus menganggap semua pipa merupakan satu *bundle* ^[19].

Seperti telah dijelaskan pada poin 2.6 bab ini, susunan pipa yang ada biasanya berbentuk satu garis (*aligned*) dan berselang-seling (*staggered*). Koefisien perpindahan panas yang melintasi susunan pipa tergantung pada posisi pipa, dimana untuk pipa pada baris pertama hampir sama dengan pipa tunggal untuk aliran melintang (*cross flow*). Koefisien yang lebih besar akan terjadi pada baris sebelah dalam akibat adanya pengaruh olakan fluida. Dengan terolaknya aliran fluida tersebut, kecepatan fluida yang mengalir didalamnya menjadi bertambah sehingga akan menaikkan *Reynolds number* yang berakibat pada naiknya koefisien perpindahan panas konveksi fluida ^[19].



Gambar 2.14. Aliran Fluida Melintang Melewati Susunan Pipa [20]

Dalam perhitungan bilangan *Nusselt* rata-rata, digunakan persamaan umum hasil eksperimen yang diusulkan oleh Zukauskas [19], yaitu:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

Persamaan diatas adalah untuk nilai bilangan *Prandtl* $0.7 < Pr < 500$, nilai bilangan *Reynolds* $0 < Re_D < 2 \times 10^6$, serta jumlah pipa dalam berkas arah longitudinal $NL > 16$. Nilai C, m, dan n adalah konstanta yang tergantung pada nilai bilangan *Reynolds*. Semua sifat fluida ditentukan pada temperatur rata-rata fluida dan untuk susunan pipa yang jumlah pipanya kurang dari 16 maka digunakan persamaan koreksi sebagai berikut [19]:

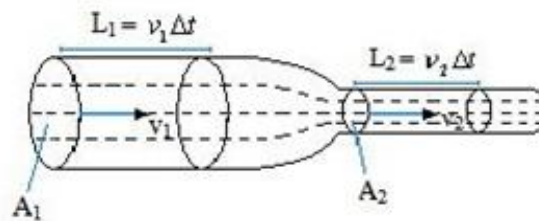
$$\overline{Nu}_{D,N} = F \overline{Nu}_D$$

Dengan F adalah faktor koreksi yang nilainya bergantung pada jumlah pipa dalam susunan pipa tersebut. Begitu diketahui nilai bilangan *Nusselt*, maka nilai koefisien konveksi segera dapat dihitung. Selanjutnya untuk menghitung laju perpindahan panas konveksi, selisih temperatur yang digunakan adalah selisih temperatur rata-rata logaritmik (LMTD), dan laju perpindahan panas konveksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [19]:

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{lm} = \dot{m} C_p (T_o - T_i)$$

2.8. Persamaan Kontinuitas

Hukum kekekalan massa disebut juga sebagai prinsip kontinuitas (*Principle of Continuity*). Prinsip tersebut menyatakan bahwa laju perubahan massa fluida yang terdapat dalam ruang yang ditinjau pada selang waktu dt harus sama dengan perbedaan antara laju massa yang masuk (influx) dan laju massa yang keluar (efflux) ke dan dari elemen fluida yang ditinjau. Prinsip kontinuitas menyatakan kekekalan massa dalam ruang berisi fluida yang ditinjau. Hubungan kekontinuitasan diperoleh dari pertimbangan bahwa perubahan massa fluida didalam suatu volume elemen fluida (dx, dy, dz) selama waktu dt sama dengan perbedaan antara laju massa yang masuk (influx) dan keluar (efflux), ke dan dari elemen fluida yang sedang ditinjau dalam selang waktu yang sama (dt). Aliran fluida pada sebuah pipa yang mempunyai diameter berbeda, seperti tampak pada gambar 2.15 di bawah ini:



Gambar 2.15. Aliran Fluida Pada Pipa dengan Diameter Berbeda^[20]

Gambar 2.15 menunjukan aliran fluida dari kiri ke kanan (fluida mengalir dari pipa yang diameternya besar menuju diameter yang kecil). Garis putus-putus merupakan garis arus.

Pada aliran tunak, kecepatan aliran partikel fluida di suatu titik sama dengan kecepatan aliran partikel fluida lain yang melewati titik itu. Aliran fluida juga tidak saling berpotongan (garis arusnya sejajar). Karenanya massa fluida yang masuk ke salah satu ujung pipa harus sama dengan massa fluida yang keluar pada ujung lainnya. Hukum kontinuitas menyatakan bahwa pada fluida yang tidak termampatkan, hasil kali kelajuan aliran fluida dan luas penampangnya akan selalu tetap. Secara

matematis hukum kontinuitas fluida yang melewati pipa dengan penampang berbeda dapat di tulis sebagai berikut:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

Keterangan gambar 2.17 dan persamaan diatas :

A₁: luas penampang bagian pipa yang berdiameter besar

A₂: luaspenampang bagian pipa yang berdiameter kecil

v₁: laju aliran fluida pada bagian pipa yang berdiameter besar

v₂: laju aliran fluida pada bagian pipa yang berdiameter kecil

L : jarak tempuh fluida.

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1. Metode Pemodelan

Dalam penelitian ini, analisa pengaruh konfigurasi pipa pada susunan pipa *heat exchanger* terhadap karakteristik perpindahan panas dan aliran adalah dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) yaitu metoda pemodelan dengan simulasi numerik. Secara umum, terdapat 3 (tiga) tahapan yang harus dilalui dalam simulasi CFD. Berikut ini adalah 3 (tiga) tahap yang dilakukan dalam simulasi CFD pada penelitian ini:

1. *Pre-processing*

Tahapan ini merupakan tahapan awal dalam melakukan proses analisa dengan menggunakan CFD. Dalam tahapan ini dilakukan 3 (tiga) hal, yaitu pembuatan geometri atau model benda yang diinginkan (domain komputasi) dengan menggunakan *software* Gambit 2.4.6 (*Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit*), menentukan kondisi batas yang tepat di setiap batas geometri atau domain, dan selanjutnya adalah *meshing* atau pemberian *grid* sesuai dengan tingkat akurasi yang diinginkan. Dari sini dapat dihasilkan suatu domain komputasi yang selanjutnya akan diekspor ke *software* Fluent 6.3.26 untuk dilakukan tahap selanjutnya yaitu *solving* dan *post processing*.

2. *Solving*

Merupakan tahapan utama dari simulasi dengan CFD, yaitu dengan melakukan iterasi atau perhitungan terhadap kondisi-kondisi batas yang telah ditentukan dalam tahapan *pre-processing*. Langkah-langkah dalam tahap *solving* ini adalah sebagai berikut:

- a. Mendefinisikan model (*solver, viscous, energy*)

- b. Mendefinisikan material
- c. Pembuatan kondisi periodik
- d. Mendefinisikan kondisi periodik
- e. Mendefinisikan kondisi batas
- f. Mendefinisikan kondisi operasi
- g. Menentukan parameter kendali solusi (*solution controls*)
- h. *Monitoring residual*
- i. Melakukan tebakan awal (*initialize*) medan aliran
- j. Melakukan perhitungan atau iterasi

3. *Post Processing*

Post processing adalah langkah terakhir dalam analisis CFD. Hal yang dilakukan pada langkah ini adalah mengolah dan menginterpretasi data hasil simulasi CFD yang berupa data, vektor, kurva dan kontur dari parameter yang diinginkan.

Adapun keuntungan dan kerugian untuk metoda pemodelan adalah sebagai berikut:

a. Keuntungan

- Sesuai untuk penelitian dalam dunia industri karena dapat diterapkan pada bentuk geometri yang komplek.
- Relatif murah dari segi biaya apabila dibandingkan dengan eksperimen.
- Mudah dalam membuat berbagai macam variasi, sehingga dapat membantu dalam proses analisa terhadap hasil pemodelan.

b. Kerugian

- Untuk bentuk geometri dan aliran yang komplek, diperlukan perangkat *hardware* yang lebih tinggi spesifikasinya.
- Beberapa asumsi untuk parameter yang datanya tidak terukur, seperti profil kecepatan, suhu, dan tekanan akan memungkinkan perolehan hasil yang berbeda dari kondisi yang sebenarnya.

- Hasil yang diharapkan tidak akurat apabila terjadi kesalahan pemberian *input* dalam program pemodelan.

Kondisi geometri aktual di lapangan merupakan sistem kompleks 3D, yang kemudian pada simulasi pemodelan ini akan dibuat dalam model simulasi 2D. Pemilihan pemodelan 2D dikarenakan penelitian ini meninjau posisi pipa *heat exchanger* di titik tengah yaitu di daerah kritis. Secara konstruksi, panjang pipa *heat exchanger* pada kondisi aktual adalah cukup panjang yaitu sekitar 20 meter, sehingga dengan pengamatan melintang secara 2D dianggap sudah cukup mewakili untuk penelitian di titik tengah *heat exchanger*.

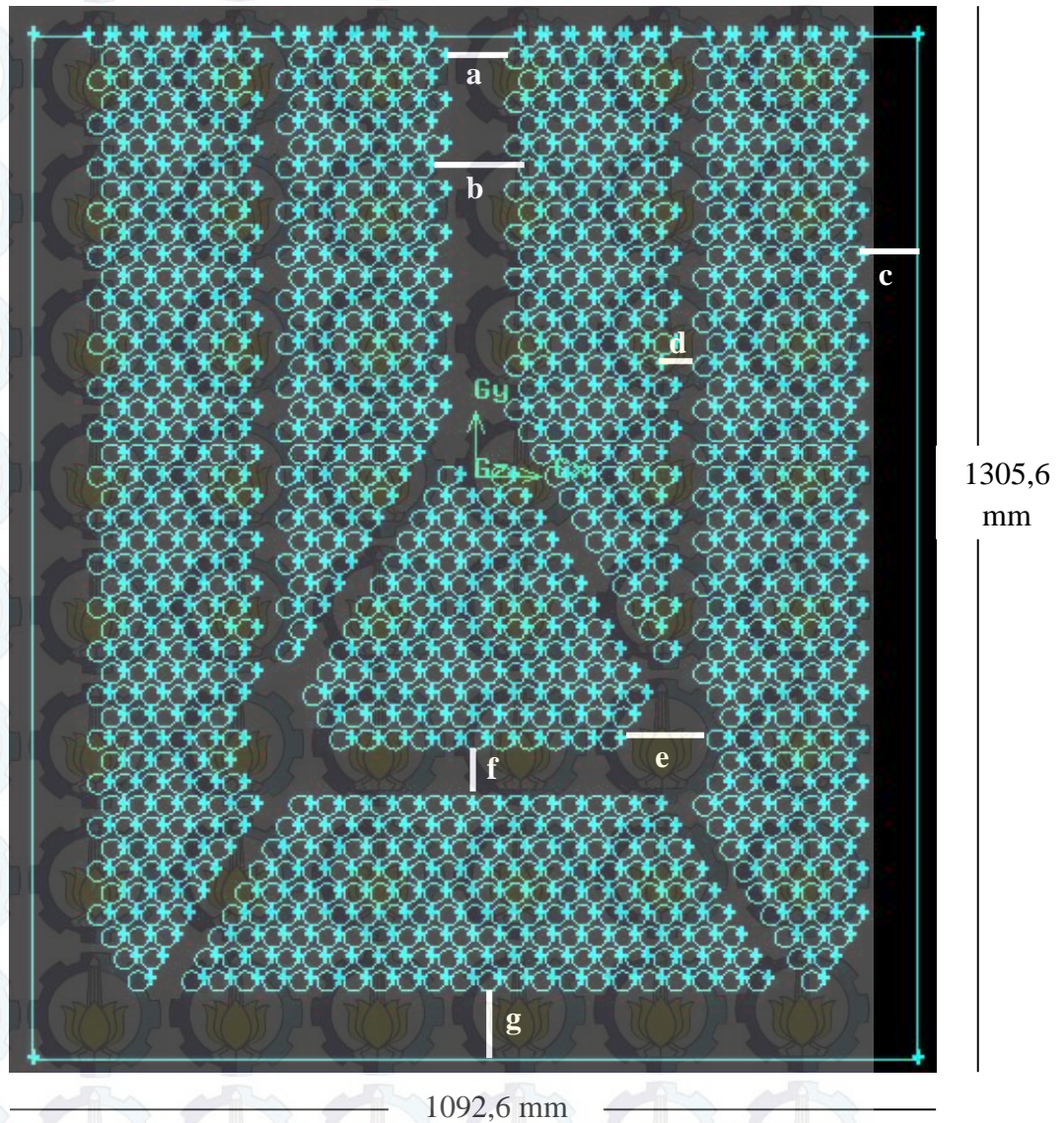
3.2. Tahap *Pre-Processing*

Tahap ini dilakukan dengan menggunakan *software* Gambit 2.4.6 yang terdiri dari 3 (tiga) langkah kegiatan, yaitu:

A. Pembuatan Model

Geometri dibuat sesuai dengan kondisi yang sebenarnya yaitu daerah kritis pada *heat exchanger* yang berjenis *compact shell and tube heat exchanger*. Pembuatan geometri untuk pemodelan ini adalah secara *bottom-up*, dimana proses diawali dari pembuatan sebuah titik (*vortex*). Gabungan dari beberapa titik kemudian menjadi baris (*edge*). Terakhir adalah menggabungkan beberapa baris menjadi bidang (*face*). Sistem koordinat yang digunakan ialah kartesian dengan pusat koordinat pada bagian pusat geometri. Dalam pemodelan ini dibuat 3 (tiga) bentuk geometri domain komputasi yang dapat dijelaskan dengan gambar beserta ukurannya sebagai berikut:

1. Model Geometri Domain Komputasi 1 (Model aktual → sebagai acuan) → $b = 3D$

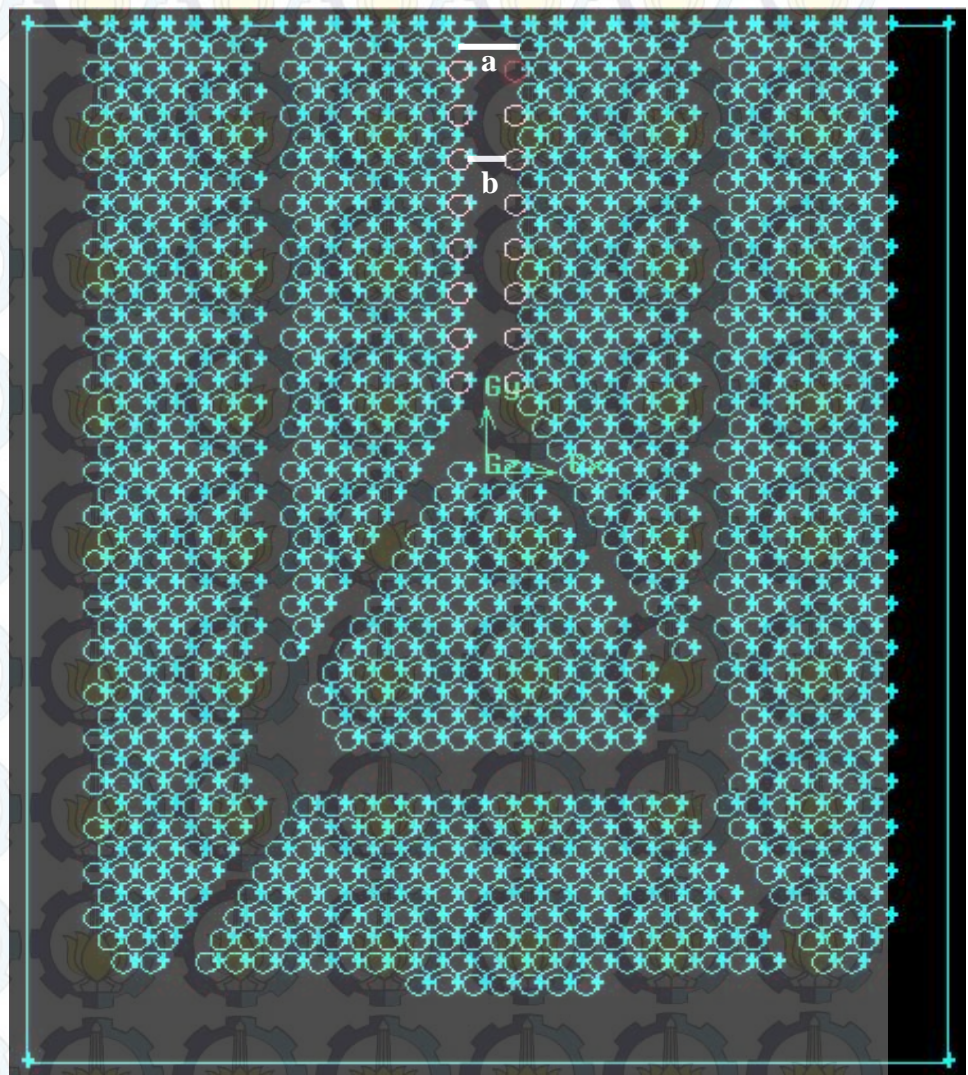


Dimensi geometri:

- Diameter Pipa (D) : 25,4 mm
- Jarak Transversal (ST) : 33,25 mm
- Jarak Longitudinal (SL) : 28,1 mm
- *Transverse Pitches* (PT) : 1,31
- *Longitudinal Pitches* (PL) : 1,11
- Jarak antar pipa (horizontal): 7,85 mm
- a: Hilang 2 pipa

- b: Hilang 3 pipa
- c: 87,55 mm
- d: Hilang 1 pipa
- e: Hilang 3 pipa
- f: Hilang 2 pipa
- g: 90 mm

2. Model Geometri Domain Komputasi 2 (Modif A) → b = 1D

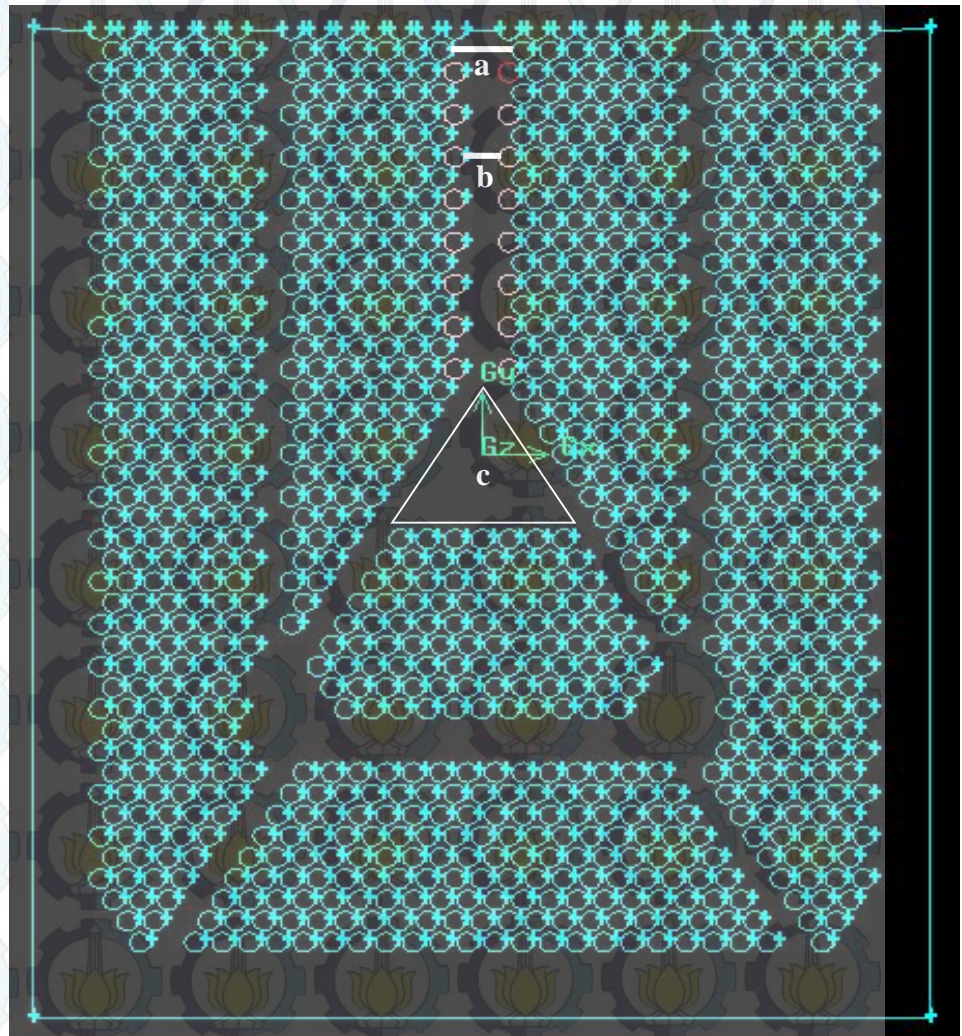


Dimensi geometri:

- a : Hilang 2 pipa
- b : Hilang 1 pipa

- Dimensi yang lainnya mengikuti dimensi model geometri domain komputasi 1.

3. Model Geometri Domain Komputasi 3 (Modif B) \rightarrow $b = 1D$ dan Segitiga c (tinggi = $4D$, alas = $6D$)



Dimensi geometri:

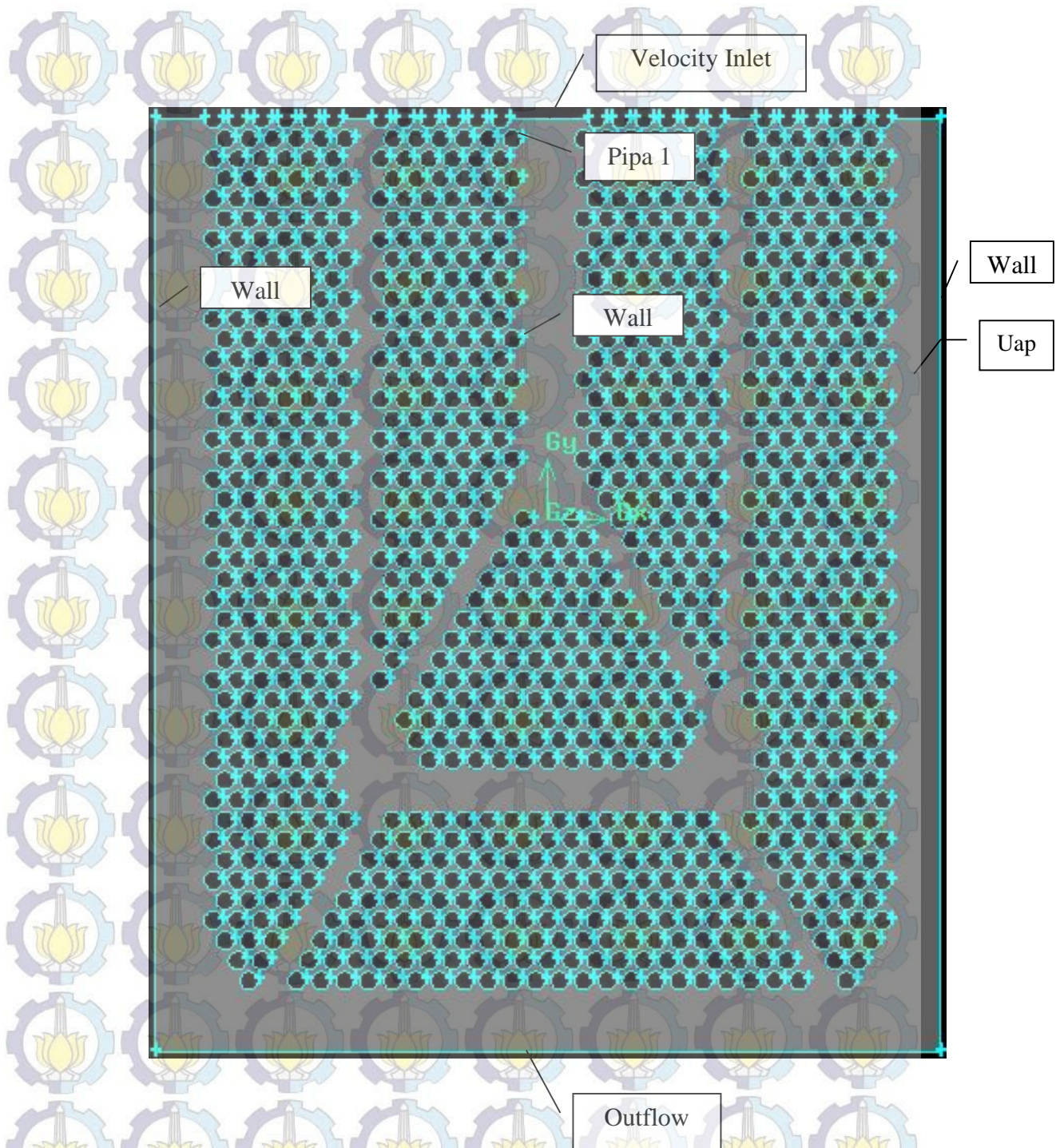
- a : Hilang 2 pipa
- b : Hilang 1 pipa
- c : Hilang 17 pipa
- Dimensi yang lainnya mengikuti dimensi model geometri domain komputasi 1.

B. Penentuan Kondisi Batas pada Gambit

Setelah proses pembuatan model, langkah selanjutnya adalah penentuan kondisi batas pada model. Kondisi batas ini diperlukan pada seluruh batas, yaitu batas dinding *shell*, batas dinding *tube*, batas masukan dan batas keluaran. Apabila tidak ditentukan, maka Fluent akan mendefinisikan bidang sebagai dinding secara otomatis.

Domain komputasi 1 – 3 mempunyai kondisi batas yang sama yaitu sebagai berikut:

1. Masukan (*inlet*) didefinisikan sebagai *velocity inlet* dengan kecepatan masuk aliran diasumsikan selalu tetap sepanjang iterasi dan *uniform* sepanjang *inlet*.
2. Keluaran (*outlet*) didefinisikan sebagai *outflow*. Kondisi batas ini digunakan karena parameter aliran pada keluaran sama sekali tidak diketahui. Kondisi batas ini hanya dapat digunakan untuk fluida *incompressible* dengan aliran berkembang penuh (*fully developed*).
3. Dinding *shell* sebelah kanan dan kiri didefinisikan sebagai *wall*.
4. Dinding pipa didefinisikan sebagai *wall*. Untuk pipa yang diharapkan dapat diketahui nilai *coefficient drag* dan *heat transfer rate* atau *Nusselt number*, maka diberi nama sebagai pipa 1, pipa 2, pipa 3, dan seterusnya sesuai dengan yang diinginkan.
5. Daerah di luar pipa didefinisikan sebagai uap dengan material fluida *water vapor*.



Gambar 3.1. Kondisi Batas pada Domain komputasi 1

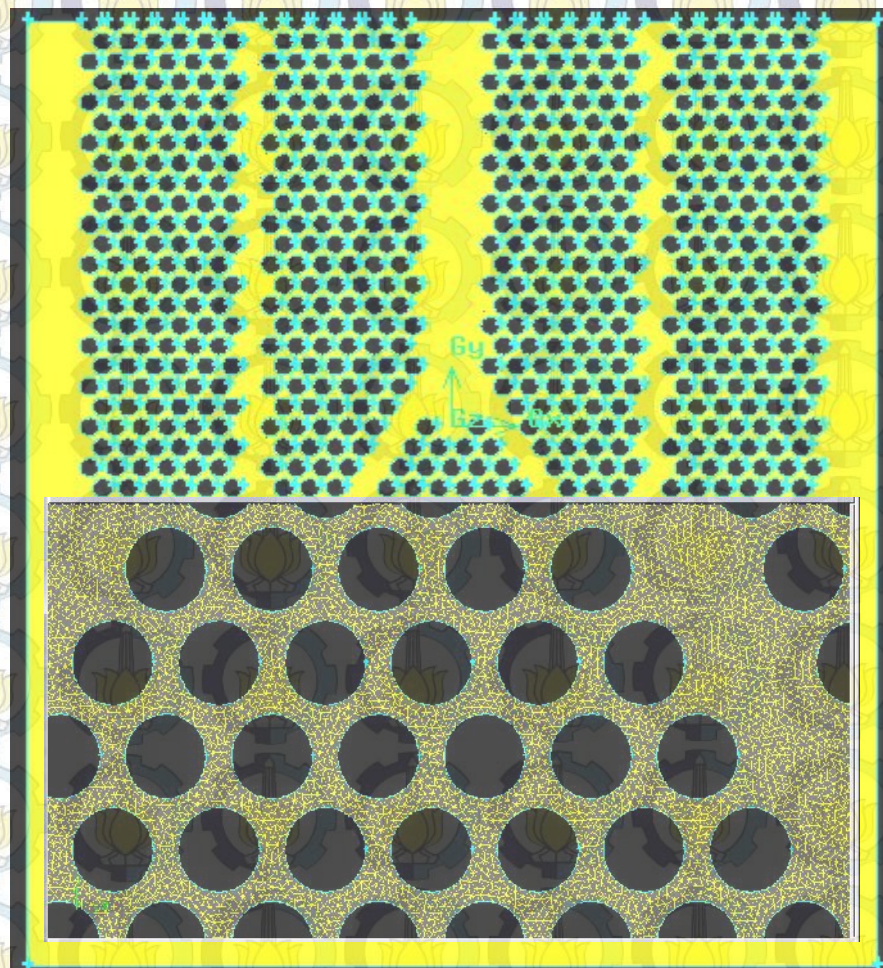
C. Pemberian *Meshing*

Selanjutnya setelah menentukan kondisi batas, pada model dilakukan *meshing* atau pemberian *grid*, yaitu pembagian daerah domain menjadi bagian-bagian lebih kecil yang tidak tumpang tindih agar dapat

dianalisis pada *software* Fluent. *Meshing* pada model akan menentukan keakurasian, kemampuan konvergensi pada saat iterasi perhitungan dan daya komputasi analisis CFD. Kualitas *grid* yang baik akan meningkatkan keakuratan dan kestabilan dalam simulasi. Semakin kecil/halus *mesh* yang dibuat, maka hasil yang didapatkan akan semakin teliti, namun dibutuhkan daya komputasi yang makin besar.

Mesh atau *grid* yang digunakan pada pemodelan ini adalah jenis *meshing element* Tri – Pave dan digunakan pada semua domain komputasi (Geometri domain komputasi 1-3). *Grid* jenis tiga sisi berstruktur dua dimensi ini digunakan dengan menganggap bahwa geometri yang akan diamati adalah cukup sederhana.

Gambar domain komputasi yang telah *dimeshing* adalah sebagai berikut:



Gambar 3.2. *Meshing* pada Domain Komputasi 1

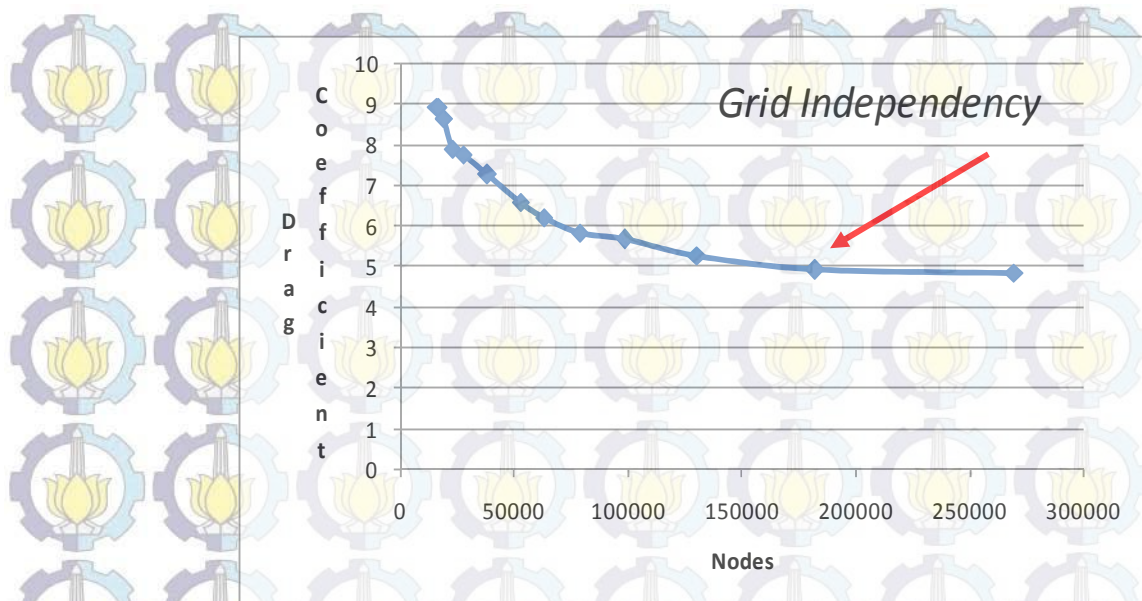
Grid Independency

Grid independency adalah istilah yang digunakan untuk menggambarkan hasil simulasi dalam *software* Fluent yang tidak terpengaruh oleh ukuran *mesh* atau *grid*. Untuk memecahkan masalah dengan CFD, solusi atau perhitungan tidak boleh terpengaruh oleh ukuran *mesh* atau *grid*. *Grid independency* ini dilakukan untuk memastikan bahwa solusi atau perhitungan dalam simulasi yang kita lakukan sudah tidak tergantung pada ukuran *mesh* atau *grid* yang kita berikan. *Grid independency* dilakukan dengan menggunakan beberapa variasi *mesh* dalam simulasi, biasanya menggunakan *mesh* yang ukurannya berturut-turut lebih kecil atau lebih halus untuk perhitungannya. Setelah itu dapat dilihat dari variasi hasil perhitungannya, pada ukuran *mesh* atau *grid* ke berapa hasil perhitungan sudah tidak berubah atau perubahannya sangatlah kecil. Ukuran *mesh* tersebut yang dikatakan telah *independent* dan dapat digunakan sebagai ukuran *mesh* dalam pemodelan yang kita lakukan dengan *software* Fluent.

Dalam pemodelan ini dilakukan simulasi pada beberapa ukuran *mesh* untuk menemukan *grid independency*. Berikut ini adalah hasilnya:

Tabel 3.1. *Grid Independency*

No	Ukuran <i>Mesh</i>	Jumlah <i>Nodes</i>	Total <i>Drag Coefficient</i> (<i>C_d</i>)
1	0,006	38068	7,264
2	0,005	52746	6,571
3	0,0045	63029	6,219
4	0,004	78547	5,843
5	0,0035	98437	5,664
6	0,003	130213	5,282
7	0,0025	182312	4,922
8	0,002	269657	4,833



Grafik 3.1. Jumlah *Nodes* dan Total *Drag Coefficient* (C_D)

Dari Tabel 3.1 dan Grafik 3.1 dapat diketahui bahwa mulai nilai *mesh* 0,0025 sudah tidak terjadi perubahan atau perbedaan yang signifikan dengan nilai *mesh* berikutnya yang lebih kecil (toleransi < 5%). Hal ini menunjukkan bahwa ukuran *mesh* 0,0025 dapat dikatakan telah *independent*, dimana hasil dari perhitungan atau simulasi yang akan dilakukan oleh *software* Fluent nantinya sudah tidak terpengaruh lagi oleh *mesh* atau *grid* yang diberikan. Oleh sebab itu, *mesh* 0,0025 ini dijadikan ukuran *mesh* untuk seluruh domain komputasi pada penelitian ini.

3.3. Tahap Solver

Langkah selanjutnya setelah pemberian *meshing* adalah *file* diekspor ke *software* Fluent 6.3 dan disimpan dalam bentuk *case file*. Sebelum ke tahap pemilihan *solver*, lakukan *check* pada model yang telah dipanggil oleh Fluent dan sesuaikan skala pada Fluent dengan skala yang kita gunakan pada model. Setelah itu barulah ke tahap pemilihan *solver* sebelum dilakukan *running* atau iterasi. Dalam tahapan *solver*, terdapat beberapa parameter penting yang harus diberi input sesuai dengan kondisi yang kita inginkan antara lain:

3.3.1 Model Solver

Formulasi *solver* yang digunakan pada kasus ini adalah *segregated (pressure based)* pada model 2 dimensi dengan formulasi kecepatannya adalah absolut dan pada kondisi *steady*. Sedangkan untuk *gradient option* adalah *Green-Gauss Cell Based* dan *Porous Formulation* adalah *Superficial Velocity*.

Pada formulasi *pressure based*, persamaan-persamaan yang digunakan diselesaikan secara bertahap dan terpisah satu sama lain. Pendekatan yang digunakan adalah memecahkan suatu medan variabel tunggal dengan mempertimbangkan seluruh sel pada waktu yang sama. Selanjutnya memecahkan medan variabel berikutnya dengan tetap mempertimbangkan seluruh sel pada waktu yang sama, dan begitu seterusnya. Karena persamaan diferensial umum adalah non linier, diperlukan beberapa kali iterasi untuk menyelesaikan setiap persamaan sampai solusi yang konvergen diperoleh.

Simulasi modeling pada Fluent 6.3.26 melibatkan persamaan-persamaan sebagai berikut:

- Keseimbangan massa:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

- Keseimbangan momentum:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + X$$

- Keseimbangan energi

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + q + \mu \Phi$$

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2$$

3.3.2 Energi

Untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas pada domain komputasi, maka *mode* energi diaktifkan.

3.3.3 Model *Viscous*

Model *viscous* pada pemodelan ini menggunakan model *turbulent k-epsilon* (*k-ε*) *standard* dengan *standard wall function* diaktifkan sedangkan untuk *viscous heating*nya tidak diaktifkan dan *model constants* dibuat seperti default.

Model *viscous* pada pemodelan ini menggunakan model *turbulent k-epsilon* (*k-ε*) *standard* yang didasarkan pada penelitian **Paul dkk (2007)**.

Model *k-ε* *standard* ini merupakan model turbulensi semi empiris yang lengkap. Walaupun masih sederhana, memungkinkan untuk dua persamaan yaitu kecepatan turbulen (*turbulent velocity*) dan skala panjang (*length scale*) ditentukan secara bebas (*independent*). Kestabilan, ekonomis (dari sisi komputasi), dan akurasi yang memadai untuk berbagai jenis aliran turbulen membuat model *k-ε* sering digunakan pada simulasi aliran fluida dan perpindahan kalor.

3.4. Material

Tipe material *fluid* adalah *water vapor* (H_2O) dan tipe material *solid* adalah Titanium (Ti) untuk seluruh domain komputasi dengan asumsi properties konstan sebagai berikut:

- *Water vapor* (H_2O) pada temperatur konstan yaitu 312°K (Gambar 3.5).

- *Density* : 0,5542 kg/m³
- *Cp* : 2014 (J/kg.K)
- *Thermal Conductivity* : 0,0261 (W/m.K)
- *Viscosity* : 1,34 x 10⁻⁵ (kg/m.s)

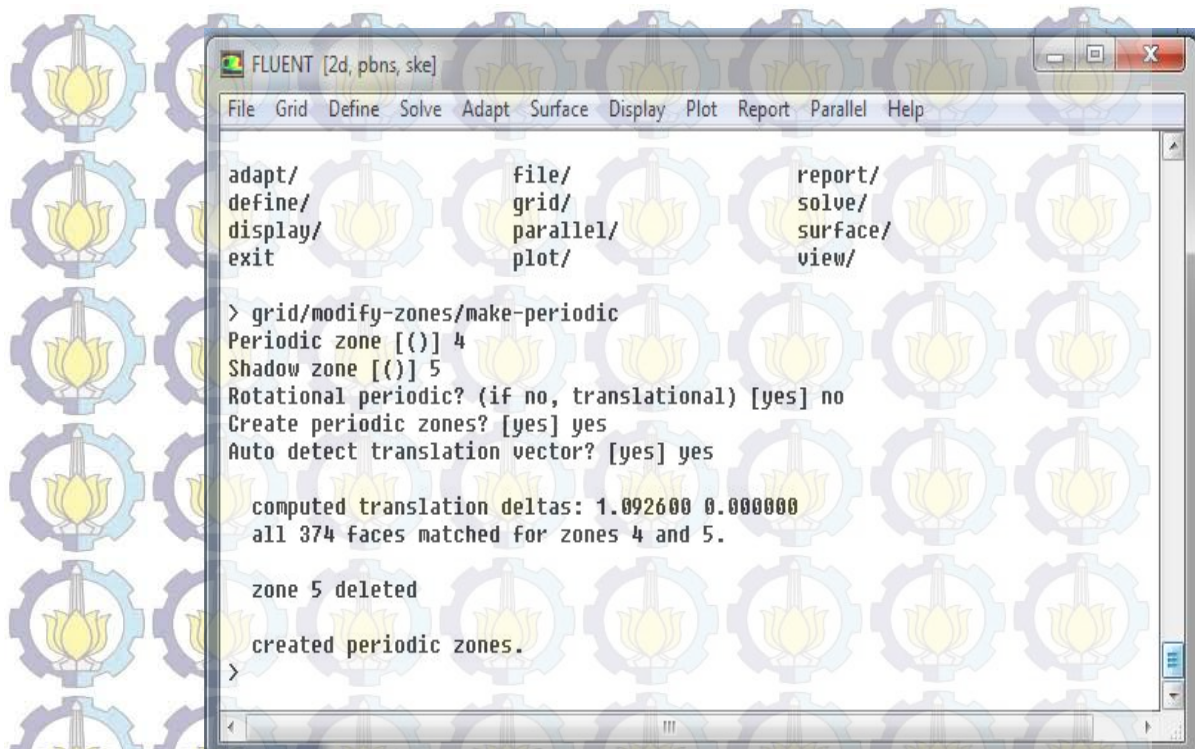
- Titanium pada temperatur 305°K (Gambar 3.6).
 - *Density* : 4850 (kg/m³)
 - *Cp* : 544,25 (J/kg.K)
 - *Thermal Conductivity* : 7,44 (W/m.K)
 - *Electrical Conductivity* : 2.381.000 (1/ohm.m)

3.5. Pembuatan Kondisi Periodik

Pembuatan kondisi periodik diberlakukan karena terdapat daerah yang berulang seperti geometri pada model disebelah kanan dan kiri model sehingga tidak perlu membuat domain komputasi untuk keseluruhan model seperti kondisi aktual. Kondisi periodik dalam Fluent dibuat dengan langkah sebagai berikut:

1. Tekan '*enter*' sampai muncul tanda '>'.
2. Ketik '*grid/modify-zones/make-periodic*', tekan *enter*.
3. Ketik angka pada *periodic zone* dan *shadow zone* untuk *wall* yang akan di buat periodik (nomor *wall* dapat dilihat pada *boundary condition* pada kolom ID), selanjutnya tekan *enter*.
4. Ketik '*no*' pada pertanyaan '*Rotational periodic?*', yang berarti kita memilih *translational periodic*, lalu tekan *enter*.
5. Ketik '*yes*' pada pertanyaan '*Create periodic zones?*', selanjutnya tekan *enter*.
6. Ketik '*yes*' untuk pertanyaan '*Auto detect translation vector?*', diakhiri dengan tekan *enter*.

Selanjutnya Fluent akan membuat kondisi periodik sesuai dengan *input* yang kita berikan, berikut ini adalah hasil dari pembuatan kondisi periodik pada pemodelan ini:



Gambar 3.3. Pembuatan Kondisi Periodik

3.6. Boundary Condition Pada Fluent 6.3.26

Penentuan kondisi batas adalah salah satu tahap *solver* yang penting. Kesalahan asumsi kondisi batas akan mengakibatkan hasil simulasi berbeda jauh dengan hasil eksperimen. Domain komputasi 1-3 mempunyai kondisi batas yang sama. Berikut ini adalah kondisi batas yang diberlakukan pada pemodelan ini:

1. *Inlet* didefinisikan sebagai *velocity inlet* dengan nilai sebesar 37 m/s, sedangkan temperaturnya adalah 312°K.
2. Pipa didefinisikan sebagai *wall* dengan nilai momentum seperti *Fluent default* dan temperaturnya adalah 305°K.
3. Daerah di luar pipa didefinisikan sebagai uap dengan material *water vapor*.

3.7. Periodic Condition

Kondisi periodik ditentukan dengan tipe *specify pressure gradient* dan *upstream bulk temperature* sama dengan temperatur fluida yaitu

312°K. Untuk *flow direction* adalah $Y = -1$ karena arah aliran uap adalah dari atas ke bawah.

3.8. *Operating Condition*

Tekanan operasi pada kondisi operasi ditentukan sesuai dengan tekanan operasi aktual yaitu tekanan vakum pada 93192,08 Pascal (699,48 mmHg). Mode *Gravity* diaktifkan karena uap mengalir ke bawah menuju susunan pipa secara gravitasi.

3.9. *Solution Controls*

Penentuan parameter kendali solusi (*solution controls*) dilakukan dengan *input* sebagai berikut:

- Untuk *equations* adalah *flow*, *turbulence*, dan *energy*.
- *Pressure velocity coupling* dipilih SIMPLE karena lebih sesuai digunakan dalam kasus pemodelan yang melibatkan model turbulensi dan kondisi *steady state*. Selain itu, kesesuaian mode SIMPLE dengan pemodelan ini juga dikarenakan SIMPLE menggunakan hubungan antara koreksi kecepatan dan tekanan untuk memenuhi hukum konservasi massa dan untuk mendapatkan bidang tekanan.
- *Under relaxation factors* sesuai dengan *Fluent default*.
- *Pressure* dibuat standar untuk *discretization*. Sedangkan momentum, *turbulent kinetic energy*, dan *turbulent dissipation rate* dipilih *second order upwind*. *Discretization* dipilih *second order upwind* karena aliran pada penelitian ini termasuk kompleks dan tipe *meshing* yang digunakan pada penelitian ini adalah triangular dimana aliran fluida dapat dipastikan tidak sejajar dengan tipe *grid* tersebut, maka secara umum hasil simulasi akan lebih akurat jika menggunakan *second order discretization*.

3.10. *Monitor Residual*

Kriteria konvergensi pada *residual monitors* sangat dipengaruhi oleh karakteristik aliran dan kompleksitas bentuk *meshing*. Penentuan

nilai konvergensi yang teliti akan dapat memberikan gambaran karakteristik aliran dan fenomena perpindahan panas yang cukup detail.

Tabel 2.1 adalah nilai *residual monitors* yang digunakan dalam simulasi pemodelan ini:

Tabel 3.2. *Residual Monitors*

No	Residual	Kriteria Konvergen Absolut
1.	<i>Continuity</i>	10^{-6}
2.	<i>x – velocity</i>	10^{-6}
3.	<i>y – velocity</i>	10^{-6}
4.	<i>Energy</i>	10^{-6}
5.	<i>k</i>	10^{-6}

Kriteria konvergensi untuk seluruh residual ditentukan sebesar 10^{-6} .

Hal ini bertujuan untuk mendapatkan nilai konvergensi yang sangat teliti sehingga dapat diperoleh gambaran karakteristik aliran dan perpindahan panas yang cukup detail dan mendekati kondisi aktualnya. Selain itu, untuk karakteristik aliran turbulen dan bentuk meshing yang digunakan pada pemodelan ini, nilai 10^{-6} sesuai untuk digunakan sebagai kriteria konvergensi pada *residual monitors*.

3.11. Melakukan tebakan awal (*initialize*) medan aliran

Untuk proses perhitungan (iterasi), penentuan nilai tebakan menggunakan nilai default pada program fluent, yaitu:

- *Gauge Pressure* (Pascal) = 0
- *X velocity* dan *Y velocity* (m/s) = 0
- *Turbulent Kinetic Energy* (m^2/s^2) = 1
- *Turbulent Dissipation Rate* (m^2/s^3) = 1
- Temperatur (K) = 300.

3.12. Melakukan perhitungan atau iterasi

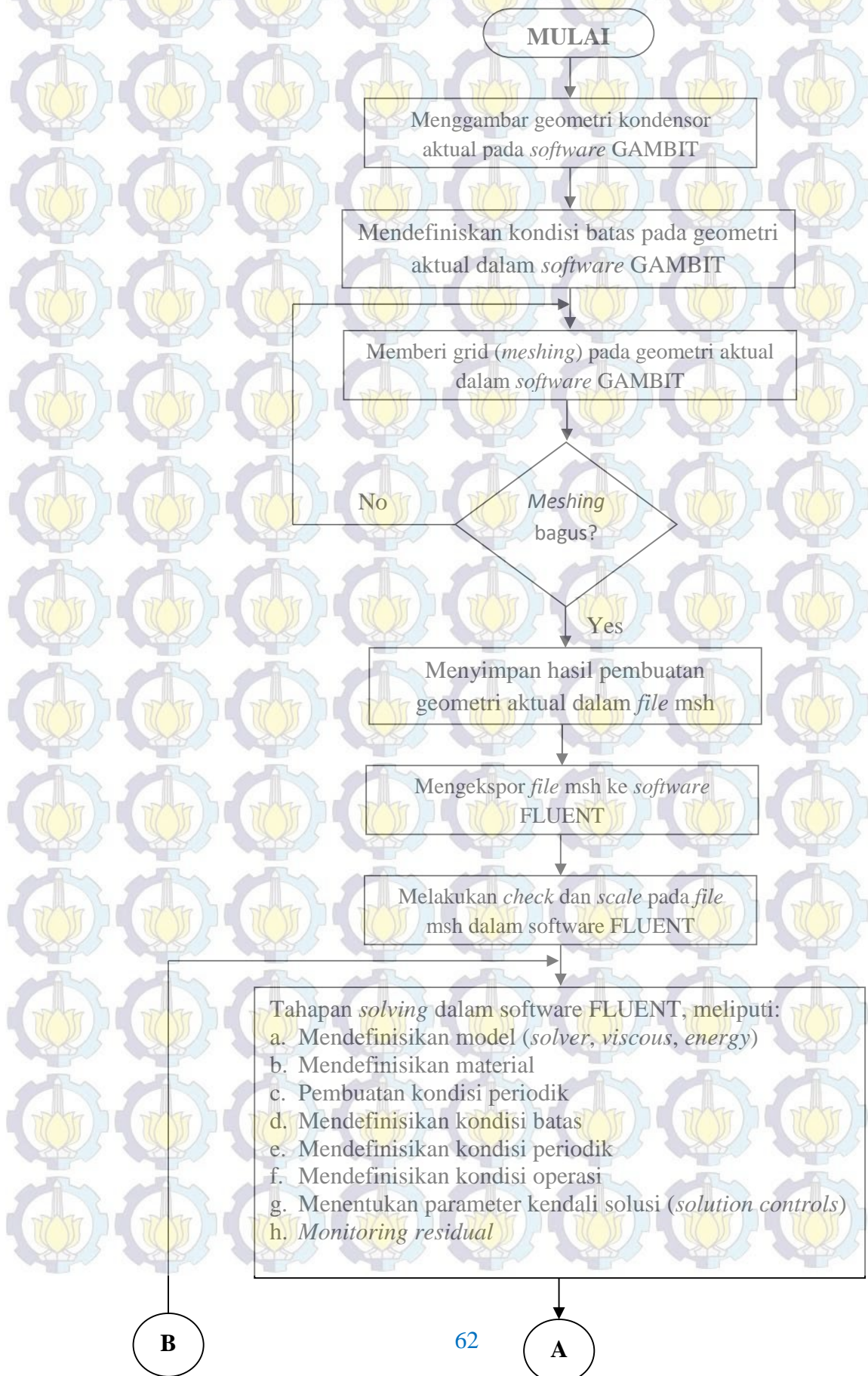
Perhitungan atau iterasi dilakukan hingga mendapatkan kondisi perhitungan yang konvergen atau perhitungan yang mendekati nilai kriteria konvergensi pada *residual monitors*.

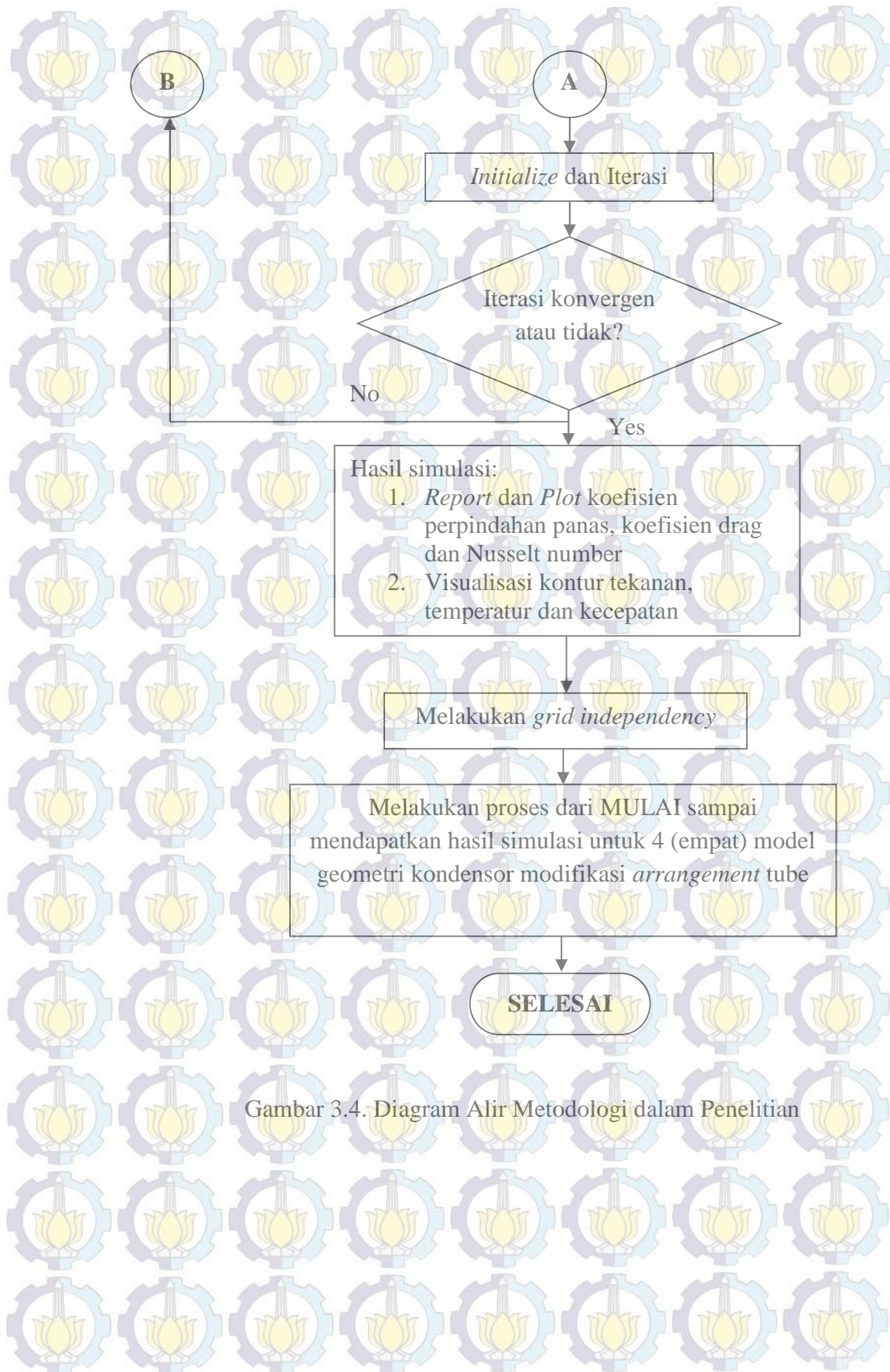
3.13. Tahap *Post-Processing*

Tahap *post-processing* ini disebut juga tahap pengolahan data dari hasil simulasi modeling. Data hasil simulasi Fluent 6.2 ditampilkan dalam format *contour*, *vector*, *report*, *graphic x-y plot*, dan *surface integral*. Pengolahan data dari hasil simulasi pemodelan ini adalah sebagai berikut:

1. Perbandingan kontur temperatur untuk ketiga domain.
2. Perbandingan kontur tekanan untuk ketiga domain.
3. Perbandingan kontur kecepatan untuk ketiga domain.
4. Perbandingan kontur *vector* kecepatan untuk ketiga domain.
5. Nilai *Drag Coefficient* (C_D) dan laju perpindahan panas untuk ketiga domain.
6. Grafik *Nusselt Number* (Nu) dan *Pressure Coefficient* (C_p) untuk pada pipa kritis untuk ketiga domain.

3.14. Diagram Alir Metodologi dalam Penelitian





Gambar 3.4. Diagram Alir Metodologi dalam Penelitian

3.15. Rencana dan Jadwal Kerja Penelitian dan Penyusunan Tesis

Berikut ini adalah jadwal kegiatan penelitian yang akan dilakukan untuk penyusunan penelitian ini:

Tabel 3.3. Rencana dan Jadwal Kerja Penelitian dan Penyusunan Tesis

No	Kegiatan	2014															
		Juli				Agustus				September				Oktober			
		I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
1	Studi Literatur																
2	Pengambilan Data Operasi dan Data Komisioning Surface Condenser																
3	Pelaksanaan Tahap Pre-Processing Dengan Menggunakan Software Gambit																
4	Penentuan Grid Independency																
5	Pelaksanaan Tahap Solver Dengan Menggunakan Software Fluent																
6	Pelaksanaan Tahap Post Processing Dengan Menggunakan Software Fluent																
7	Pemulisan Proposal																
8	Pemaparan Proposal																
9	Pengolahan Data																
10	Analisa Hasil Pemodelan																
11	Penyusunan Laporan Akhir																
12	Pemaparan Laporan Akhir																

BAB 4

ANALISA DAN PEMBAHASAN

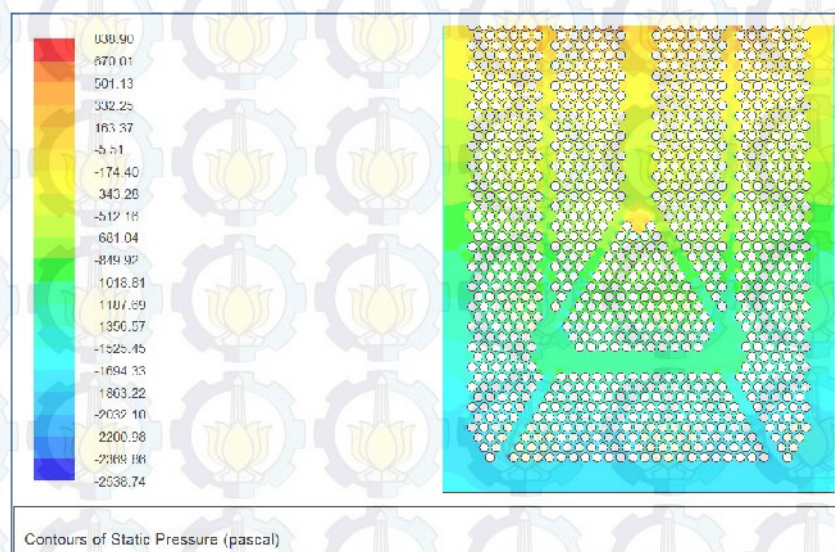
4.1. Karakteristik Aliran

Sesuai dengan tujuan penelitian ini, yaitu salah satunya adalah untuk mengetahui dan menganalisa karakteristik aliran fluida akibat perubahan konfigurasi pipa pada area susunan pipa yang menerima gaya dinamik terbesar karena aliran fluida, yang selanjutnya disebut dengan daerah kritis, maka analisa karakteristik aliran fluida pada penelitian ini hanya difokuskan pada daerah kritis dan sekitarnya untuk kontur aliran. Sedangkan untuk distribusi koefisien tekanan lokalnya, hanya difokuskan pada pipa kritis yaitu pipa baris pertama dan kedua yang langsung terkena tumbukan aliran fluida. Detil analisisnya akan dibahas pada poin-poin dibawah ini.

4.1.1 Domain Komputasi 1 (Susunan Pipa Aktual)

A. Kontur Tekanan dan Kecepatan

Hasil simulasi berupa kontur tekanan statik untuk domain komputasi 1 yaitu untuk susunan pipa aktual secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.1. Untuk kontur tekanan pada daerah kritis dan sekitarnya dapat dilihat lebih detil pada gambar 4.2 beserta dengan penomoran pada susunan pipanya.



Gambar 4.1. Kontur Tekanan Statik Susunan Pipa Aktual



Gambar 4.2. Detil Kontur Tekanan Statik di Daerah Kritis Pada Susunan Pipa Aktual

Dapat dilihat pada gambar 4.2, terdapat tekanan yang cukup tinggi di daerah atas pipa P21, P22, P23 dan P24. Berdasarkan gambar tersebut, tekanan paling tinggi (daerah yang berwarna merah dibagian atas pipa) adalah kurang lebih sekitar 839 Pa, sedangkan berdasarkan data hasil simulasi pada tabel 4.1, tekanan rata-rata pada daerah tersebut adalah 782,809 Pa yang lebih tinggi bila dibandingkan dengan daerah lain disekitarnya. Hal ini yang menyebabkan daerah tersebut disebut dengan daerah kritis yang selanjutnya P21, P22, P23 dan P24 disebut dengan pipa kritis. Tekanan rata-rata pada daerah diantara P15-P17 dan P28-P30 adalah sebesar 623,928 Pa. Sedangkan pada daerah sekitar pipa P17-P19, tekanan rata-ratanya adalah 653,826 Pa yang hampir sama dengan tekanan rata-rata pada P26-P28. Terlihat dari data hasil simulasi tersebut, bahwa tekanan statik dari daerah antara P15-P17 dan P28-P30 menuju ke daerah kritis adalah semakin meningkat. Hal tersebut dikarenakan terjadi pelebaran bertahap pada bentuk jalur lintasan fluida saat menuju daerah kritis, sehingga kecepatan fluida dari daerah antara P15-P17 dan P28-P30 menuju daerah kritis akan semakin turun yang diikuti dengan semakin meningkatnya tekanan

pada daerah tersebut. Tekanan yang tinggi pada pipa di daerah kritis selain dapat dilihat dari tekanan rata-ratanya, juga dapat dilihat dari nilai koefisien *drag* (C_D) yang juga paling tinggi pada pipa-pipa tersebut bila dibandingkan dengan C_D pada pipa-pipa lain disekitarnya. Nilai C_D pada pipa kritis berturut-turut adalah 0,0295; 0,0156; 0,017 dan 0,0331 (dapat dilihat pada tabel 4.1), sesuai dengan diagram berikut:

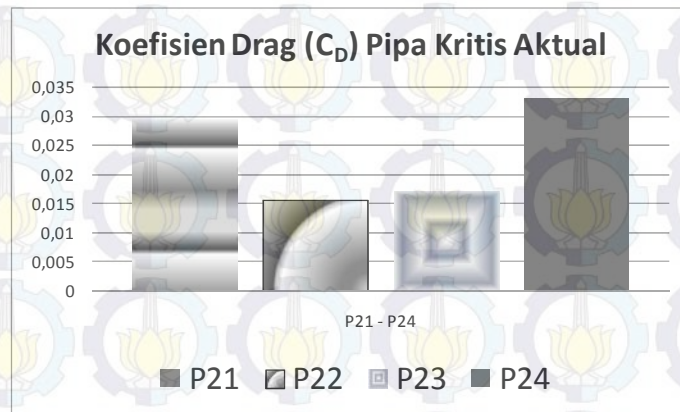
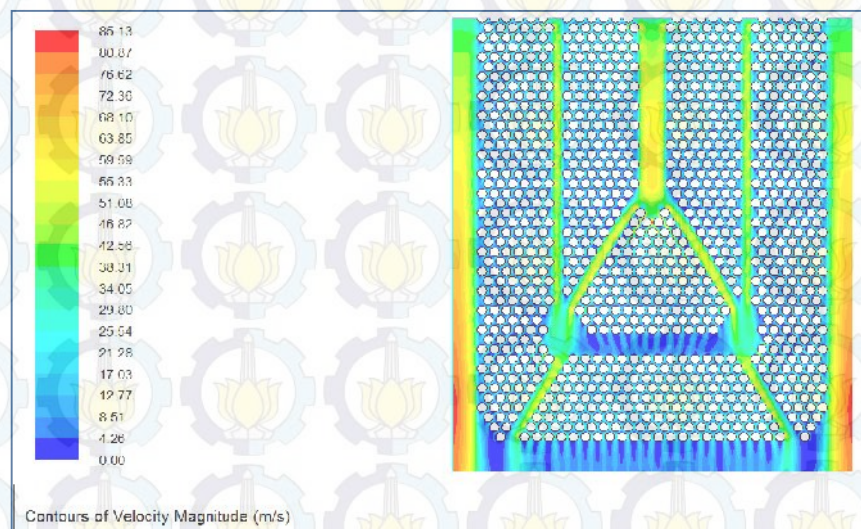
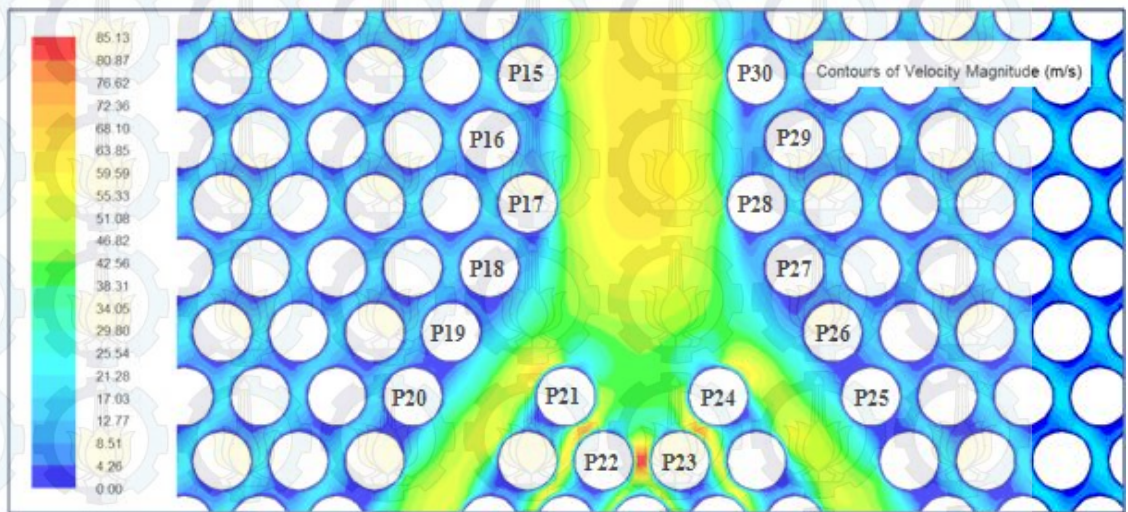


Diagram 4.1. Koefisien *Drag* (C_D) Pipa Kritis Pada Susunan Pipa Aktual

Sedangkan nilai C_D total pada susunan pipa aktual adalah sebesar 4,922.



Gambar 4.3. Kontur Kecepatan Susunan Pipa Aktual



Gambar 4.4. Detil Kontur Kecepatan di Daerah Kritis Pada Susunan Pipa Aktual

Untuk kontur kecepatan, secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.3, sedangkan untuk detilnya pada daerah kritis, dapat dilihat pada gambar 4.4. Berdasarkan kontur kecepatan, terlihat bahwa kecepatan tertinggi di daerah antara P15-P17 dan P28-P30 kurang lebih adalah sekitar 63,8 m/s. Sedangkan berdasarkan data hasil simulasi pada tabel 4.1, kecepatan rata-rata di daerah pipa tersebut adalah sebesar 15,113 m/s dan kecepatan rata-rata pada P17-P19 adalah 12,381 m/s yang hampir sama dengan kecepatan rata-rata pada P26-P28. Sesuai dengan analisa pada kontur tekanan, kecepatan di daerah antara P15-P17 dan P28-P30 menuju ke daerah kritis adalah semakin menurun yang disebabkan oleh pelebaran bertahap pada bentuk jalur lintasan fluida saat menuju daerah kritis. Tetapi kecepatan rata-rata fluida pada pipa kritis justru meningkat. Hal tersebut dikarenakan kembali terjadi penyempitan jalur lintasan fluida yaitu disebelah kanan dan kiri susunan pipa berbentuk segitiga sehingga kecepatan fluida kembali meningkat. Selain itu kecepatan fluida juga meningkat karena memasuki daerah susunan pipa bentuk segitiga yang jarak antar pipanya cukup sempit (*compact*). Kecepatan fluida di jajaran pipa kritis yang paling tinggi adalah pada

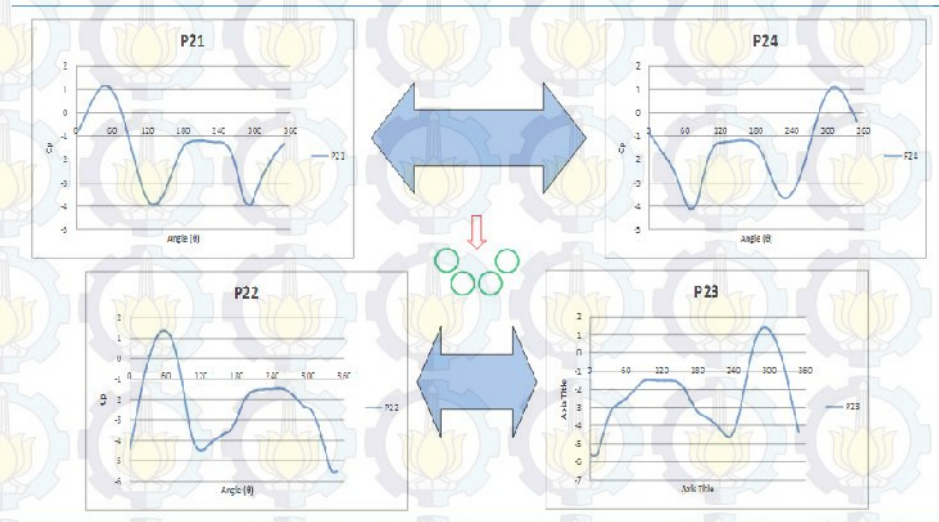
daerah antara P22 dan P23 yaitu sekitar 85,1 m/s (daerah berwarna merah). Hal tersebut terjadi karena aliran tersebut melintasi daerah antar pipa sehingga mengalami *flow accelerated* yang diindikasikan dengan kenaikan kecepatan lokal akibat dari jarak transversal pipa yang cukup dekat.

Tabel 4.1. Data Hasil Simulasi Karakteristik Aliran Fluida Pada Susunan Pipa Aktual

Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.	Tekanan (Pascal)	Kecepatan (m/s)
P15	0,006	0,0057	625,2362	17,0862
P16	0,0016	0,0014	580,2861	10,9796
P17	0,0056	0,0052	682,5654	17,9221
P18	0,001	0,0009	627,1253	9,6321
P19	0,002	0,002	651,7881	9,5901
P20	0,0044	0,0042	701,8161	11,5122
P21	0,0295	0,0285	645,4664	38,0084
P22	0,0156	0,0141	914,9022	42,9337
P23	0,017	0,0156	924,5267	43,1456
P24	0,0331	0,0322	646,3401	37,5675
P25	0,0044	0,0042	681,362	11,0782
P26	0,0018	0,0017	633,426	9,0252
P27	0,0008	0,0007	613,3519	9,1418
P28	0,0059	0,0056	665,7436	17,2795
P29	0,0015	0,0014	571,2814	10,6267
P30	0,0058	0,0054	618,4553	16,7813

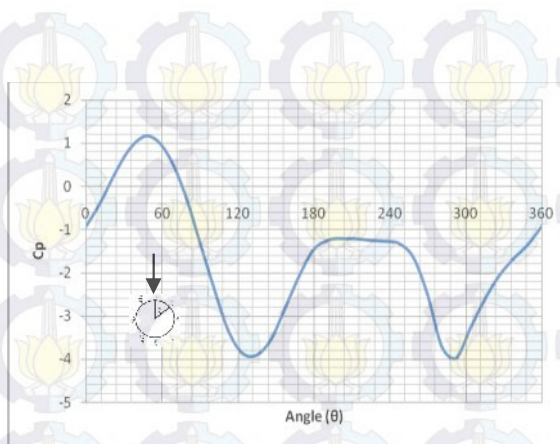
B. Distribusi *Local Pressure Coefficient*

Distribusi *local pressure coefficient* (C_p) hanya diamati pada 2 (dua) pipa kritis yaitu P21 dan P22. Hal tersebut dikarenakan P23 dan P24 adalah serupa dengan pencerminan dari P21 dan P22 sehingga *trend* grafik distribusi C_p pada P23 dan P24 merupakan kebalikan dari *trend* grafik distribusi C_p pada P21 dan P22 (dapat dilihat pada ilustrasi gambar 4.1) dikarenakan arah aliran fluida yang saling berlawanan saat menumbuk pipa-pipa tersebut.

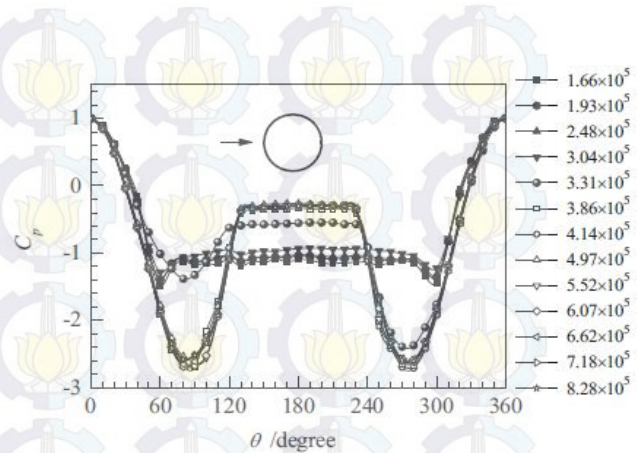


Gambar 4.5. Distribusi C_p Lokal Pipa Kritis Susunan Pipa Aktual

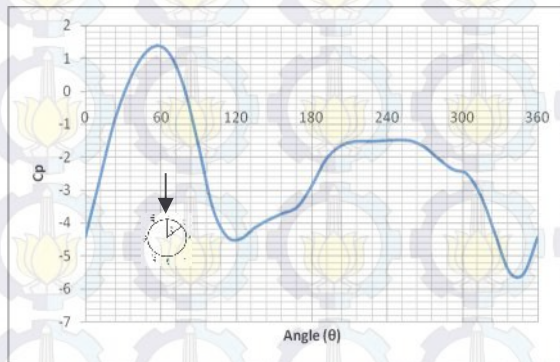
Distribusi C_p untuk P21 dapat dilihat pada grafik 4.1 sedangkan untuk P22 dapat dilihat pada grafik 4.3. Terlihat pada kedua grafik tersebut bahwa nilai C_p maksimum tidak tepat berada pada posisi 0° seperti yang ditunjukkan pada grafik 4.2 (sebagian hasil penelitian yang dilakukan oleh Qiu dkk.), grafik 4.4 (sebagian hasil penelitian yang dilakukan oleh Suzairin dkk.) dan grafik 4.5 (teori pada literatur Munson dkk. jilid 2). Hal tersebut disebabkan oleh pergeseran titik stagnasi (tidak tepat pada 0°). Titik stagnasi diketahui bergeser karena nilai C_p maksimum pada grafik 4.1 dan grafik 4.3 tidak tepat berada pada 0° . Posisi dimana C_p bernilai maksimum merupakan posisi dari titik stagnasi. Disebut dengan titik stagnasi karena pada titik stagnasi inilah kecepatan fluida nilainya nol, dimana aliran fluida pada kecepatan tinggi harus berhenti sesaat sebelum menumbuk pipa, sehingga tekanannya mencapai maksimum^[11].



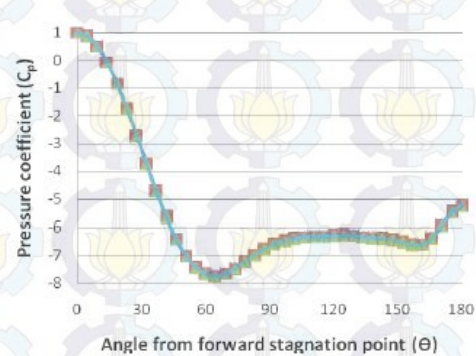
Grafik 4.1. Distribusi *Local Pressure Coefficient* Pipa 21 Pada Susunan Pipa Aktual



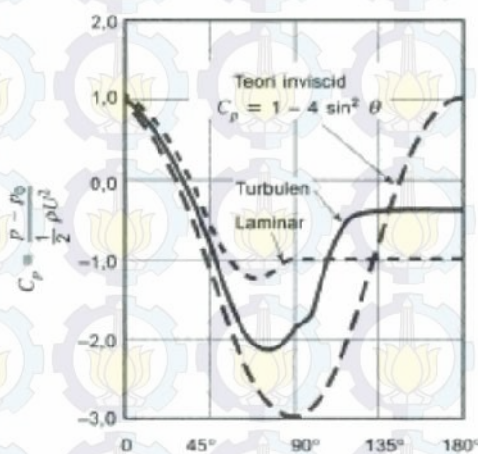
Grafik 4.2. Distribusi *Local Pressure Coefficient* Pada Satu Pipa Silinder (Qiu dkk., 2014)



Grafik 4.3. Distribusi *Local Pressure Coefficient* Pipa 22 Pada Susunan Pipa Aktual

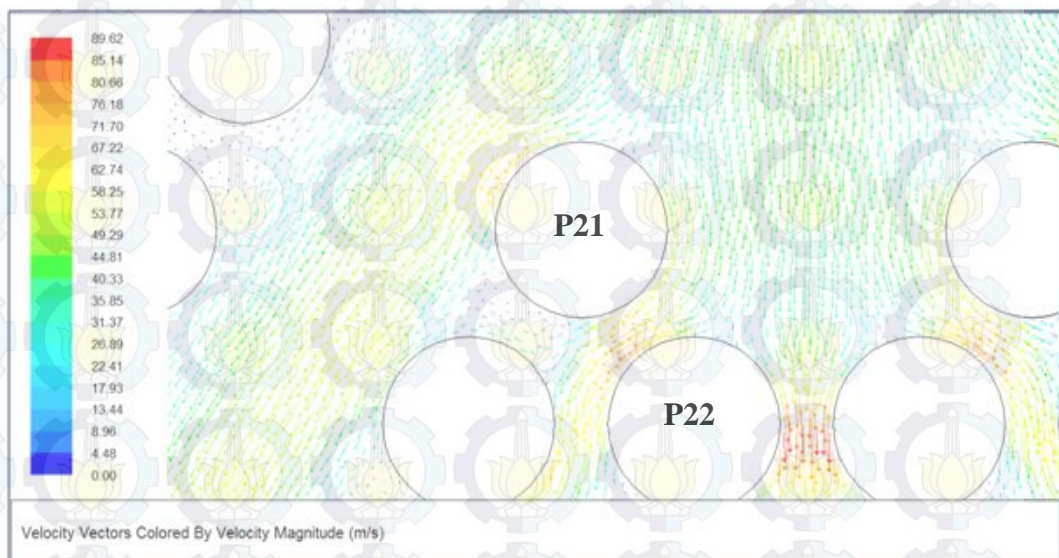


Grafik 4.4. Distribusi *Local Pressure Coefficient* Pada Pipa Silinder Baris Kedua (Suzairin dkk., 2013)



Grafik 4.5. Distribusi *Local Pressure Coefficient* Pada Silinder untuk Aliran *Inviscid*, Turbulen dan Laminar (Munson dkk. jilid 2, 2003)

Selain itu pergeseran titik stagnasi tersebut juga dapat dilihat dari vektor kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.6. Pada vektor kecepatan tersebut terlihat bahwa aliran tegak lurus yang sampai pada pipa silinder dengan kecepatan paling rendah yaitu 0 m/s (tekanan maksimum) tidak tepat berada pada posisi 0° , tetapi berada pada posisi 45° (untuk P21) dan $56,25^\circ$ (untuk P22) dari posisi 0° yang berada di bagian atas pipa. Pergeseran titik stagnasi tersebut dipengaruhi oleh arah aliran fluida yang mengarah kekiri, mengikuti bentuk susunan pipa yang menyerupai *diffuser* sebelum menumbuk pipa kritis.



Gambar 4.6. Vektor Kecepatan di Sekitar Pipa 21 dan P22 Pada Susunan Pipa Aktual

Bila dilihat mulai dari titik stagnasi (C_P maksimum), *trend* grafik distribusi C_P lokal P21 hampir sama dengan *trend* grafik hasil penelitian terdahulu yaitu penelitian yang dilakukan oleh Qiu dkk. (grafik 4.2) dan *trend* grafik pada teori di literatur Munson dkk. jilid 2 (grafik 4.5), dimana terdapat 2 tekanan minimum yang bernilai negatif yang merupakan tekanan pada kecepatan tertinggi yang terjadi sebelum lapisan batas terseparasi yang terletak pada 2 sisi silinder yang berseberangan (simetri). Grafik 4.2 dapat dijadikan perbandingan karena distribusi *local pressure*

coefficient pada pipa baris pertama adalah sangat mirip dengan distribusi yang dihasilkan pada *single tube* untuk angka *Reynolds* yang sama.

Nilai dari C_P maksimum hasil simulasi untuk P21 juga sama dengan nilai C_P maksimum baik pada penelitian Qiu dkk. maupun teori pada literatur Munson dkk. jilid 2 yaitu 1, dimana posisi pada C_P maksimum tersebut merupakan letak titik stagnasi. Setelah titik stagnasi, terjadi penurunan tekanan karena terjadi akselerasi kecepatan sampai pada V_{max} di titik 135° sehingga nilai C_P menjadi minimum. Setelah itu aliran menuju kebagian belakang pipa (sisi *downstream*) yang diindikasikan dengan adanya deselerasi kecepatan karena penurunan momentum sehingga terjadi peningkatan tekanan (C_P naik) sampai aliran akan terseparasi masif pada sudut $191,25^\circ$ karena momentum aliran tidak mampu lagi menahan *adverse pressure gradient* dan *friction effect*. Kemudian setelah itu C_P akan bernilai konstan karena memasuki daerah *wake* dimana di daerah *wake* gradien kecepatannya adalah nol (gradien kecepatan = 0 pada titik separasi). Nilai C_P positif menandakan bahwa tekanan lokal pada posisi tersebut lebih besar bila dibandingkan dengan tekanan *freestream*, sehingga dapat dikatakan kecepatan lokal di daerah tersebut lebih kecil bila dibandingkan dengan kecepatan *freestream*. Demikian sebaliknya bila C_P bernilai negatif, yang berarti kecepatan lokal di daerah tersebut lebih besar bila dibandingkan dengan kecepatan *freestream*. Untuk C_P yang bernilai 0, maka dapat dikatakan bahwa kecepatan lokal di daerah C_P bernilai 0 tersebut sama dengan kecepatan *freestream*nya.

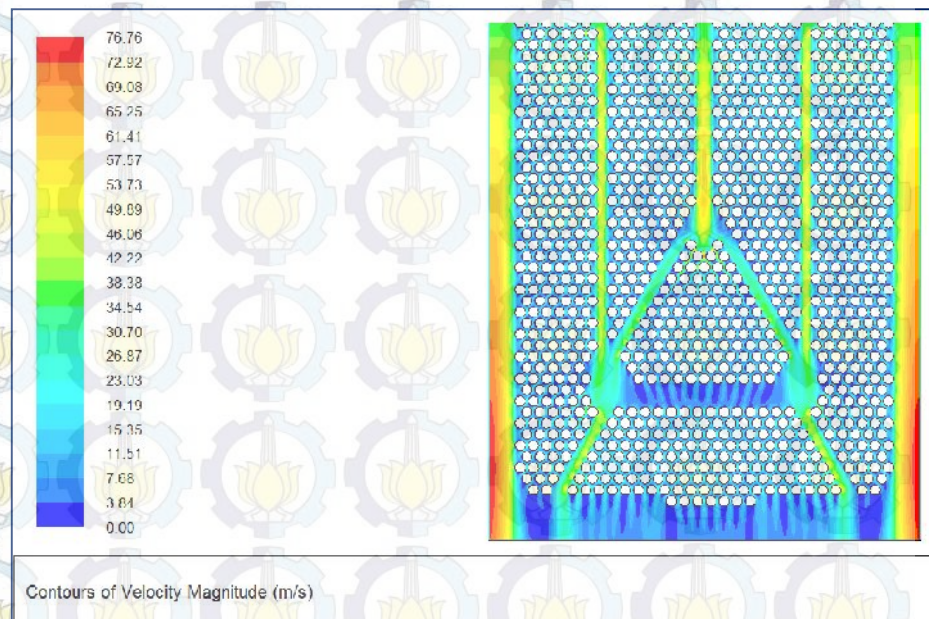
Bila dilihat mulai dari titik stagnasi, *trend* grafik 4.3 (grafik distribusi C_P pada P22) juga hampir sama dengan *trend* grafik 4.4 yang merupakan bagian dari penelitian Suzairin dkk. Sama dengan distribusi C_P lokal pada P21, Setelah titik stagnasi terjadi penurunan tekanan sampai pada sudut $123,75^\circ$. Setelah itu aliran menuju kebagian belakang pipa dan terjadi peningkatan tekanan (C_P naik) sampai aliran akan terseparasi masif pada sudut $213,75^\circ$. Kemudian setelah itu C_P akan bernilai konstan karena memasuki daerah *wake*.

Titik separasi pada P22 ini lebih kebelakang (tertunda) bila dibandingkan dengan titik separasi pada pipa baris pertama (P21). Hal tersebut dikarenakan percepatan aliran pada sisi kanan dan kiri pipa P22 akibat jarak antar pipa yang sempit yaitu antara P22 dan P23, dan antara P22 dengan pipa disebelah kirinya dan P21. Percepatan aliran tersebut membuat titik separasi lebih tertunda kebelakang karena aliran mampu lebih lama menahan *adverse pressure* dan *wall shear stress*^[14].

4.1.2 Domain Komputasi 2 (Modifikasi Susunan Pipa 1)

A. Kontur Tekanan dan Kecepatan

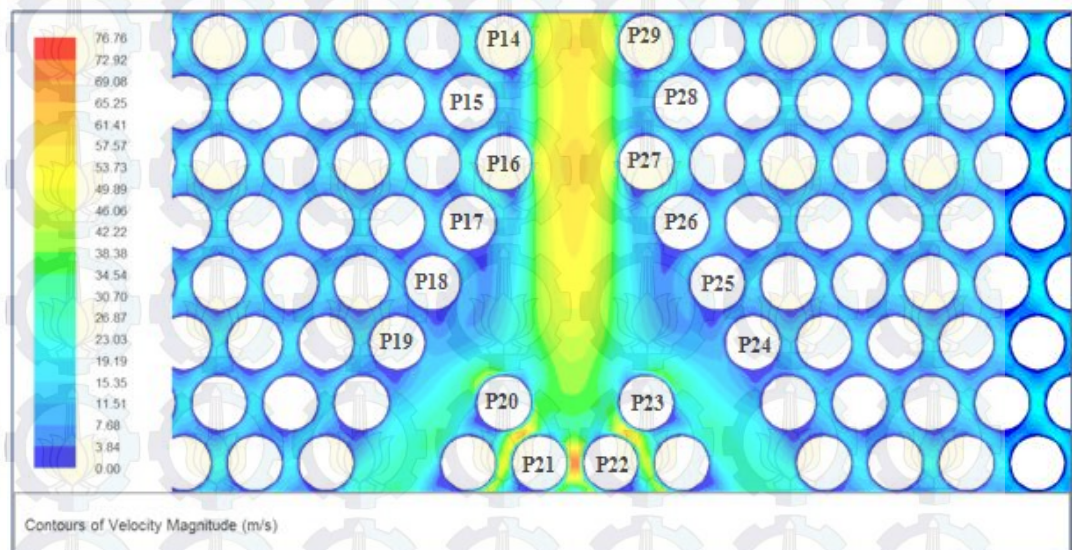
Kontur kecepatan untuk domain komputasi 2 yaitu untuk modifikasi susunan pipa 1, secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.7. Untuk kontur kecepatan pada daerah kritis dan sekitarnya dapat dilihat lebih detil pada gambar 4.8.



Gambar 4.7. Kontur Kecepatan Modifikasi Susunan Pipa 1

Dengan memindahkan barisan pipa paling bawah ke jalur aliran fluida diatas susunan pipa bentuk segitiga, maka akan mempersempit jalur tersebut. Dengan demikian kecepatan aliran fluida yang melintasi jalur tersebut akan naik, dimana berdasarkan

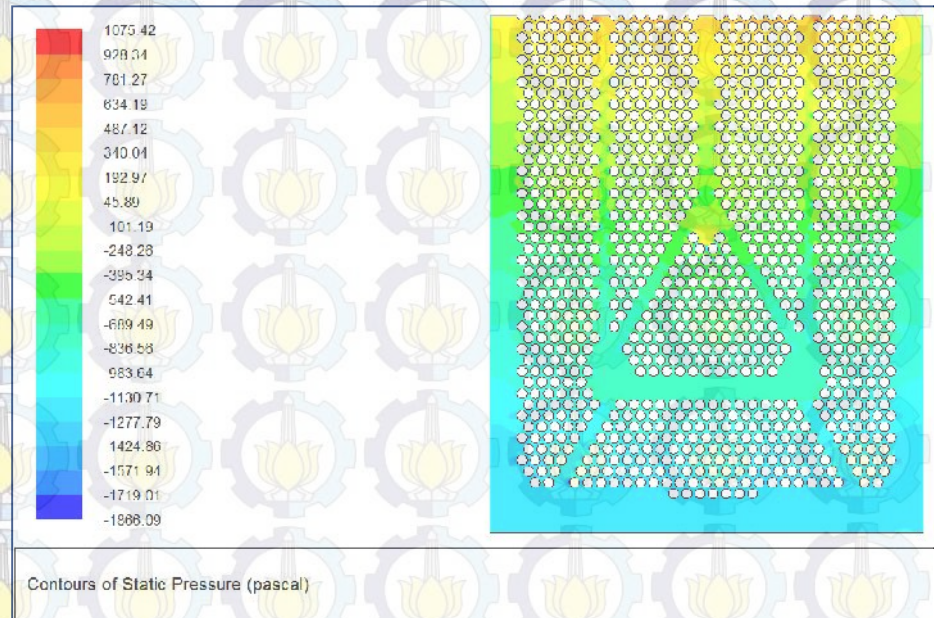
gambar 4.7, nilai kecepatan paling tinggi pada jalur yang telah dipersempit adalah di daerah antara P16 dan P27 dengan nilai kurang lebih sekitar 65,2 m/s. Sedangkan berdasarkan data hasil simulasi pada tabel 4.2, nilai kecepatan rata-rata fluida pada daerah antara P14-P16 dan P27-P29 adalah sebesar 17,216 m/s. Nilai tersebut lebih besar bila dibandingkan dengan kecepatan tertinggi dan kecepatan rata-rata pada susunan pipa aktual di daerah yang sama.



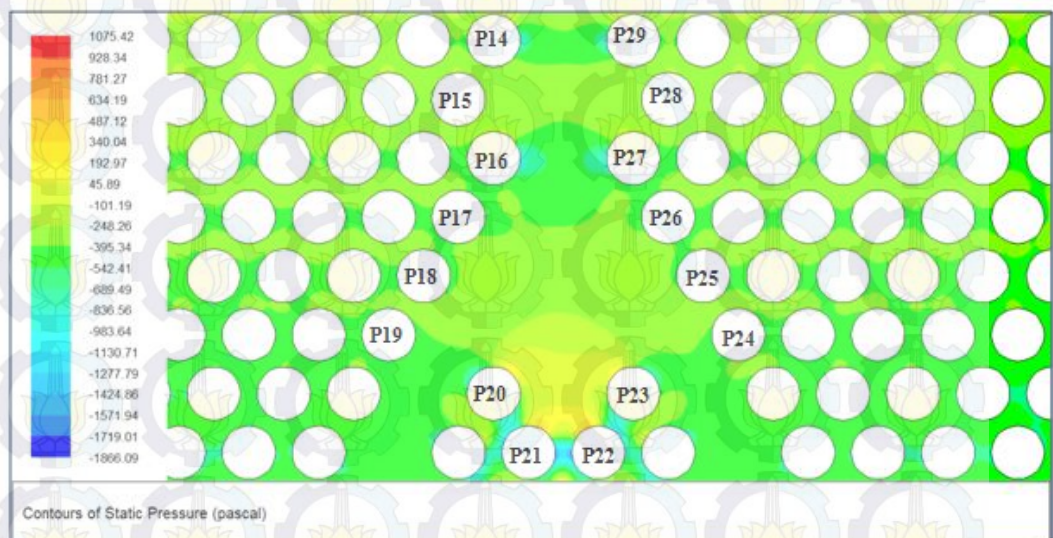
Gambar 4.8. Detil Kontur Kecepatan di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 1

Dengan bertambahnya kecepatan fluida maka tekanannya akan turun, sehingga pada saat aliran fluida sampai pada jajaran pipa kritis, beban tumbukan pada pipa kritis akan berkurang karena tekanan fluidanya berkurang. Hal tersebut dapat dilihat pada kontur tekanan statik (secara keseluruhan pada gambar 4.9 dan detilnya pada gambar 4.10), dimana bila dibandingkan dengan kondisi aktual, tekanan rata-rata pada jajaran pipa kritis telah berkurang. Berdasarkan kontur tekanan, nilai tekanan tertinggi (daerah dibagian atas pipa kritis yang berwarna kuning) kurang lebih adalah sekitar 634 Pa, dimana nilai ini lebih kecil bila dibandingkan dengan

tekanan tertinggi pada susunan pipa aktual yang besarnya adalah sekitar 839 Pa.



Gambar 4.9. Kontur Tekanan Statik Pada Modifikasi Susunan Pipa 1



Gambar 4.10. Detil Kontur Tekanan Statik di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 1

Sedangkan berdasarkan tabel 4.2, nilai tekanan rata-rata pada jajaran pipa kritis untuk susunan pipa modifikasi 1 adalah sebesar 528,721 Pa, dimana nilai ini juga lebih kecil bila

dibandingkan dengan tekanan rata-rata jajaran pipa kritis pada kondisi aktual yang nilainya adalah 782,808 Pa. Demikian juga dengan gaya *drag* pada jajaran pipa kritis, dimana gaya *drag* di pipa kritis pada modifikasi susunan pipa 1 juga lebih kecil nilainya bila dibandingkan dengan gaya *drag* pipa kritis pada susunan pipa aktual. Komparasi tersebut dapat dilihat pada tabel 4.3.

Tabel 4.2. Data Hasil Simulasi Karakteristik Aliran Fluida Pada Modifikasi Susunan Pipa 1

Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.	Tekanan (Pascal)	Kecepatan (m/s)
P14	0,0076	0,0073	384,4301	18,8314
P15	0,0021	0,0019	336,7186	13,306
P16	0,009	0,0086	478,2979	19,7446
P17	0,001	0,0008	413,0016	12,0104
P18	0,0005	0,0005	396,6528	8,7905
P19	0,0015	0,0014	407,9352	8,485
P20	0,0196	0,019	433,9912	28,056
P21	0,0113	0,0102	622,5067	35,9111
P22	0,0123	0,0113	622,2195	35,5549
P23	0,0208	0,0203	436,1678	26,9026
P24	0,0013	0,0012	401,593	8,4814
P25	0,0005	0,0004	392,061	8,8147
P26	0,0008	0,0007	408,2931	11,909
P27	0,0087	0,0084	468,8073	19,2759
P28	0,0022	0,002	331,4946	13,0547
P29	0,0075	0,0072	382,2654	19,0818

Gaya *drag* tersebut dapat direpresentasikan dengan nilai koefisien *drag* (C_D), dimana bila dilihat pada tabel 4.2, nilai C_D di jajaran pipa kritis (P20, P21, P22 dan P23) pada modifikasi susunan pipa 1 berturut-turut adalah sebesar 0,0196; 0,0113; 0,0123 dan 0,0208. Nilai C_D tersebut lebih kecil bila dibandingkan dengan nilai C_D pipa kritis pada susunan pipa aktual. Dapat dilihat pada perbandingan diagram berikut:

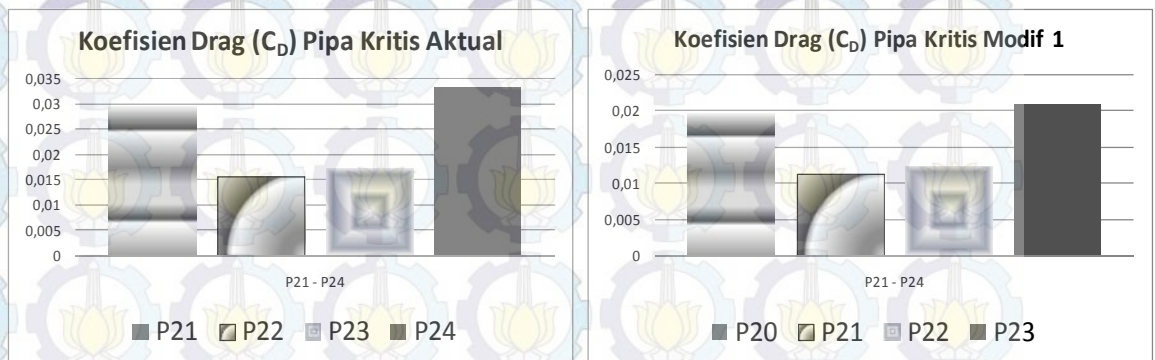


Diagram 4.2. Perbandingan Nilai Koefisien *Drag* (C_D) Pipa Kritis Aktual dan Modifikasi 1

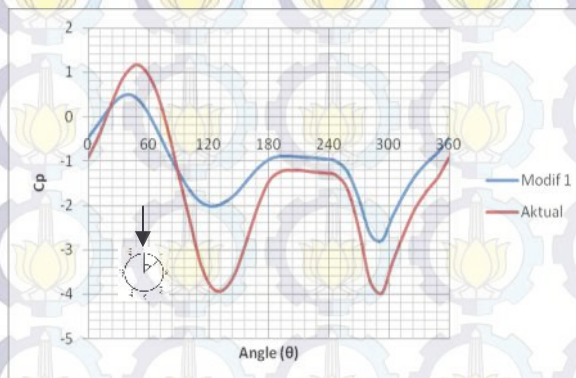
Nilai C_D total pada modifikasi susunan pipa 1 ini yang nilainya juga lebih kecil daripada nilai C_D total pada susunan pipa aktual. C_D total pada modifikasi susunan pipa 1 adalah sebesar 3,66. Sehingga bila dibandingkan dengan C_D total pada susunan pipa aktual, C_D total pada modifikasi susunan pipa 1 ini mengalami penurunan sebanyak 25,6%. Penurunan nilai C_D tersebut dikarenakan aliran *upstream* pada pipa kritis yang tekanannya turun akibat dari kecepatan fluida yang meningkat karena penyempitan jalur lintasan fluida yang berada tepat diatas jajaran pipa kritis tersebut.

Tabel 4.3. Komparasi Nilai *Drag Coefficient* pada Susunan Pipa Aktual dan Modifikasi Susunan Pipa 1

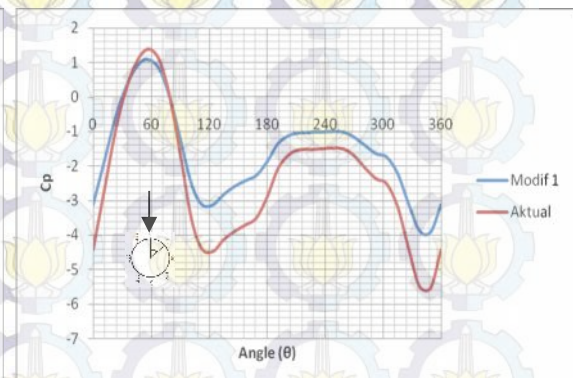
AKTUAL			MODIFIKASI 1		
Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.	Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.
P21	0,0295	0,0285	P20	0,0196	0,019
P22	0,0156	0,0141	P21	0,0113	0,0102
P23	0,017	0,0156	P22	0,0123	0,0113
P24	0,033	0,0322	P23	0,0208	0,0203
Keseluruhan Pipa	4,922	4,657	Keseluruhan Pipa	3,66	3,44

B. Distribusi *Local Pressure Coefficient*

Untuk distribusi *local pressure coefficient*, pada modifikasi susunan pipa 1 ini juga menganalisa pipa yang sama dengan yang dianalisa pada susunan pipa aktual, meskipun dengan penomoran pipa yang berbeda. Setelah dimodifikasi, di pipa kritis inilah yang diharapkan terdapat penurunan nilai C_D . Berdasarkan hasil simulasi (dapat dilihat pada tabel 4.3), nilai C_D P21 dan P22 pada susunan pipa aktual berturut-turut adalah sebesar 0,0295 dan 0,0156 sedangkan di posisi pipa yang sama pada modifikasi susunan pipa 1 yaitu P20 dan P21, nilai C_D berturut-turut adalah sebesar 0.0196 dan 0,0113. Dengan demikian terdapat penurunan C_D pada pipa baris pertama sebesar 33,6% dan pipa baris kedua sebesar 27,6% yang berarti berkurangnya gaya *drag* pada pipa kritis, sehingga kerusakan pipa pada daerah tersebut dapat diminimalisasi. Nilai C_D tersebut mengalami penurunan karena pada saat aliran fluida sampai pada pipa kritis, tekanan fluida pada bagian *upstream* pipa telah turun akibat dari peningkatan kecepatan aliran fluida pada jalur yang dipersempit.



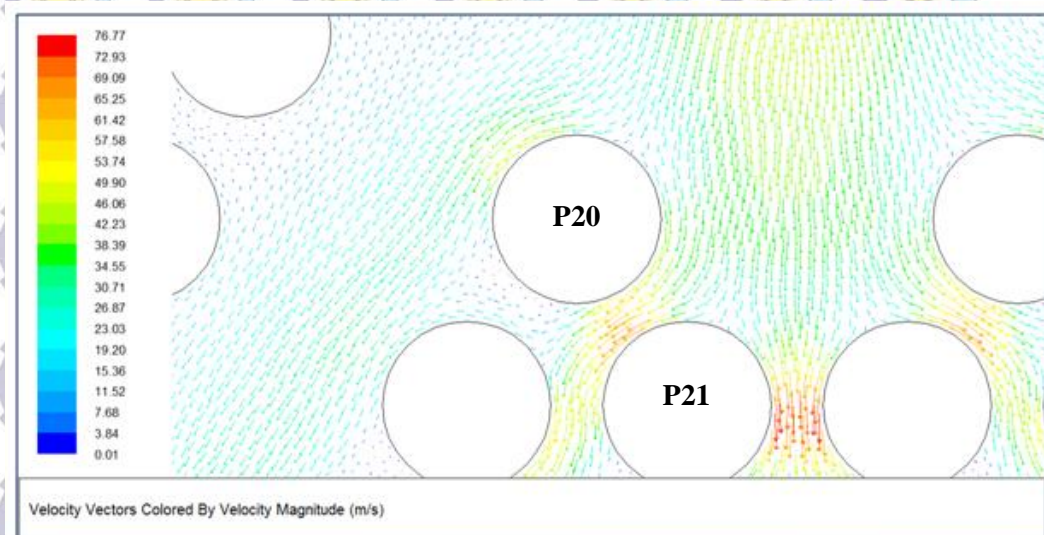
Grafik 4.6. Distribusi *Local Pressure Coefficient* P20 (Modif 1) dibandingkan dengan P21 (Aktual)



Grafik 4.7. Distribusi *Local Pressure Coefficient* Pada P21 (Modif 1) dibandingkan dengan P22 (Aktual)

Untuk distribusi *local pressure coefficient* (C_p), bila dilihat dari titik stagnasi (C_p maksimum), *trend* grafik pada P20 (grafik 4.6)

juga hampir sama dengan *trend* grafik hasil penelitian terdahulu yaitu penelitian yang dilakukan oleh Qiu dkk. dan *trend* grafik pada teori di literatur Munson dkk. jilid 2. Demikian juga dengan grafik P21 (grafik 4.7), *trend* grafiknya sama dengan *trend* grafik pada penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Suzairin dkk. Sama dengan pembahasan distribusi C_p pada P21 dan P22 susunan pipa aktual, nilai C_p maksimum pada P20 dan P21 juga tidak tepat berada pada posisi 0° . C_p maksimum P20 berada pada posisi 45° sedangkan C_p maksimum P21 berada pada posisi $56,25^\circ$. Hal tersebut juga disebabkan karena pergeseran titik stagnasi (tidak tepat pada 0°), dimana dapat dilihat dari vektor kecepatan pada gambar 4.11, aliran tegak lurus yang sampai pada pipa silinder dengan kecepatan paling rendah yaitu 0 m/s (tekanan maksimum) tidak tepat berada pada posisi 0° , tetapi berada pada posisi $\pm 45^\circ$ (untuk P20) dan pada posisi $\pm 56^\circ$ (untuk P21) dari posisi 0° yang berada di bagian atas pipa. Pergeseran titik stagnasi tersebut juga dipengaruhi oleh arah aliran fluida yang mengarah kekiri, mengikuti bentuk susunan pipa yang menyerupai *diffuser* sebelum menumbuk pipa kritis.



Gambar 4.11. Vektor Kecepatan di Sekitar Pipa 20 dan P21 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1

Jika dibandingkan dengan kondisi aktual, distribusi lokal C_P baik pada P20 (grafik 4.6) maupun P21 (grafik 4.7) memiliki kesamaan *trend* dengan distribusi lokal C_P pada pipa aktualnya, khususnya sama untuk posisi C_P maksimum, C_P minimum dan posisi titik separasinya. Sedangkan untuk perbedaannya adalah sebagai berikut:

1. Untuk grafik 4.6 yaitu:

- Titik minimum pada distribusi C_P P20 tidak simetri. Terlihat pada grafik 4.6, nilai C_P minimum yang kedua lebih rendah bila dibandingkan dengan nilai C_P minimum yang pertama, dimana C_P minimum mengindikasikan kecepatan maksimum berada pada posisi tersebut. Kondisi tidak simetri tersebut dikarenakan kecepatan fluida pada posisi 290° lebih tinggi bila dibandingkan dengan kecepatan fluida pada posisi 120° , sehingga tekanan pada posisi 290° akan lebih rendah bila dibandingkan dengan tekanan pada posisi 120° . Hal tersebut bersesuaian dengan nilai *Nusselt number* (penjelasan detail dapat dilihat pada poin pembahasan karakteristik perpindahan panas), dimana pada distribusi *local Nusselt number*, nilai Nu pada posisi 290° lebih tinggi bila dibandingkan dengan nilai Nu pada posisi 120° , karena kecepatan fluida lebih tinggi pada posisi 290° .
- Nilai C_P maksimum P20 lebih kecil bila dibandingkan dengan kondisi aktual (pada grafik 4.6, C_P maksimum P20 adalah sebesar 0,5 dan C_P maksimum P21 (aktual) adalah 1). Hal tersebut karena adanya halangan dari pipa P16 yang berada sejajar tepat diatas pipa P20, sehingga tekanan fluida yang menumbuk pipa P20 tidak sebesar tekanan fluida bila tidak terhalang oleh P16.
- Distribusi C_P P20 lebih kecil bila dibandingkan dengan rentang distribusi C_P pada P21 (aktual). Apabila dihubungkan dengan nilai C_D , maka hal itu sesuai dengan tujuan

modifikasi yaitu menurunkan *drag* pada pipa kritis, dimana hubungan antara koefisien drag dan koefisien tekanan adalah sebagai berikut (Munson dkk. jilid 2):

$$C_D = \frac{\int C_p \cos \theta dA}{A}$$

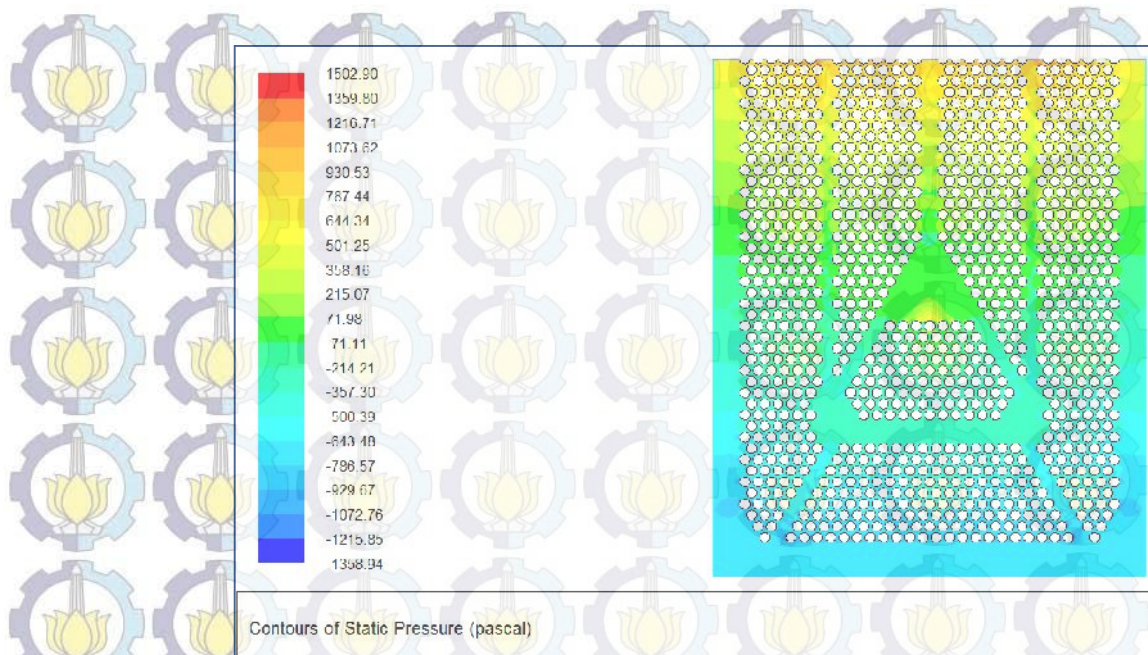
Maka nilai C_D akan berbanding lurus dengan nilai C_p . Hal tersebut sesuai dengan nilai C_D pada P20 yang memang lebih rendah bila dibandingkan dengan nilai C_D pada P21 (aktual), seperti terlihat pada tabel 4.3.

2. Untuk grafik 4.7, nilai C_p maksimum pada P21 sama dengan nilai C_p maksimum pada P22 (aktual). Akan tetapi, secara keseluruhan bila dilihat dari grafik distribusinya, P22 (aktual) mempunyai sebaran distribusi yang lebih besar jika dibandingkan dengan P21. Sama dengan pembahasan pada grafik 4.6 diatas, apabila dihubungkan dengan nilai C_D , maka hal itu sesuai dengan tujuan modifikasi yaitu menurunkan *drag* pada pipa kritis, dimana nilai C_D akan sebanding dengan nilai C_p . Sehingga terbukti bila nilai C_D pada P22 (aktual) memang lebih besar bila dibandingkan dengan nilai C_D pada P21 (sesuai dengan perbandingan nilai C_D pada tabel 4.3). Hal tersebut dapat terjadi akibat dari penyempitan jalur lintasan fluida yang berada diatas pipa kritis pada modifikasi susunan pipa 1 ini.

4.1.3 Domain Komputasi 3 (Modifikasi Susunan Pipa 2)

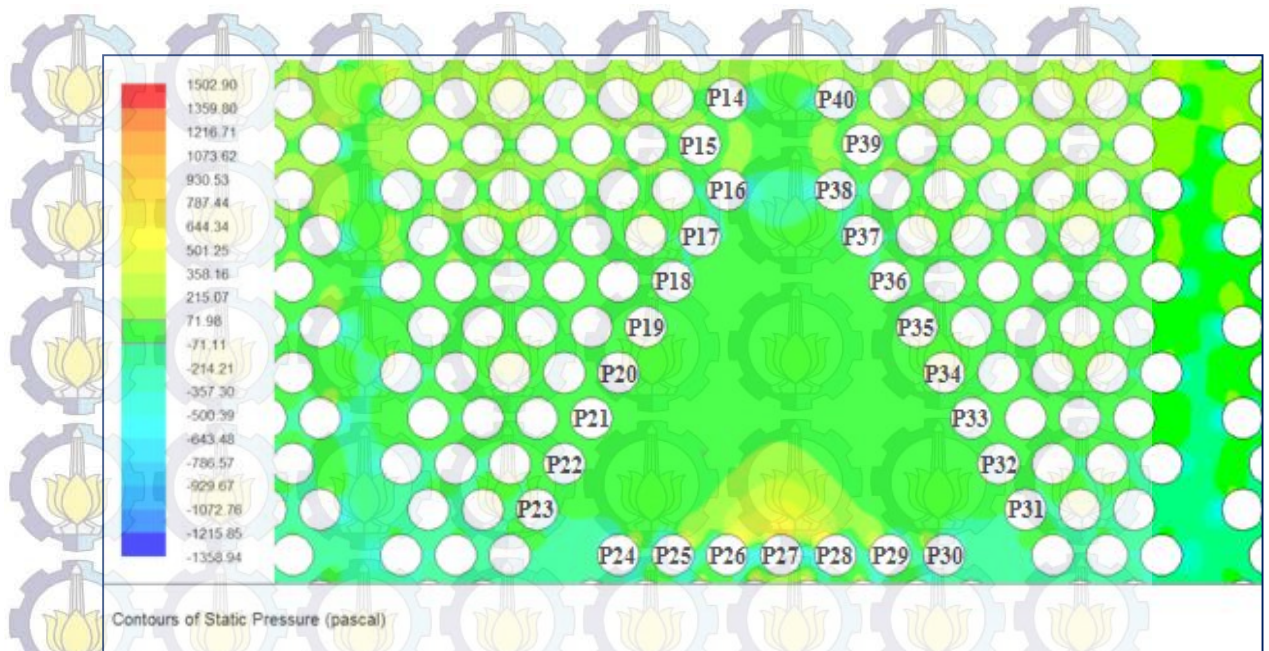
A. Kontur Tekanan dan Kecepatan

Kontur tekanan statik untuk domain komputasi 3 yaitu untuk modifikasi susunan pipa 2, secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.12. Sedangkan untuk kontur tekanan pada daerah kritis dan sekitarnya dapat dilihat lebih detil pada gambar 4.13.



Gambar 4.12. Kontur Tekanan Statik Pada Modifikasi
Susunan Pipa 2

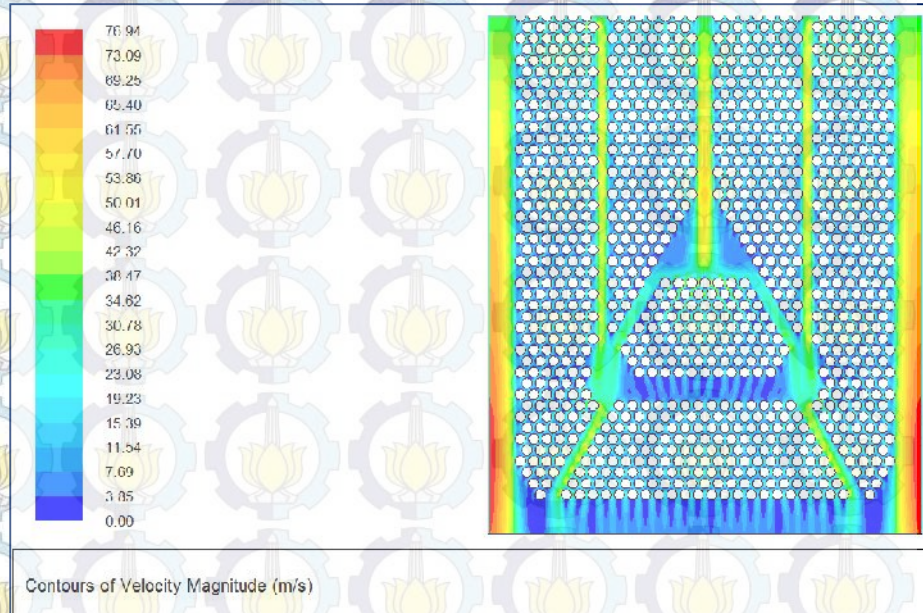
Pemindahan pipa pada bagian puncak susunan pipa bentuk segitiga yang digunakan untuk mempersempit jalur lintasan fluida di atasnya adalah bertujuan untuk menciptakan ruang kosong agar fluida dapat berekspansi. Dengan kondisi tersebut fluida dapat mengalir lebih menyebar ke sisi kanan dan kiri sehingga tidak mengalir terpusat ke bagian tengah susunan pipa bentuk segitiga. Dengan demikian akan mengurangi beban tumbukan pada daerah kritis. Untuk penyempitan jalur lintasan fluida di atas daerah kritis dilakukan dengan tujuan yang sama seperti pada modifikasi susunan pipa 1.



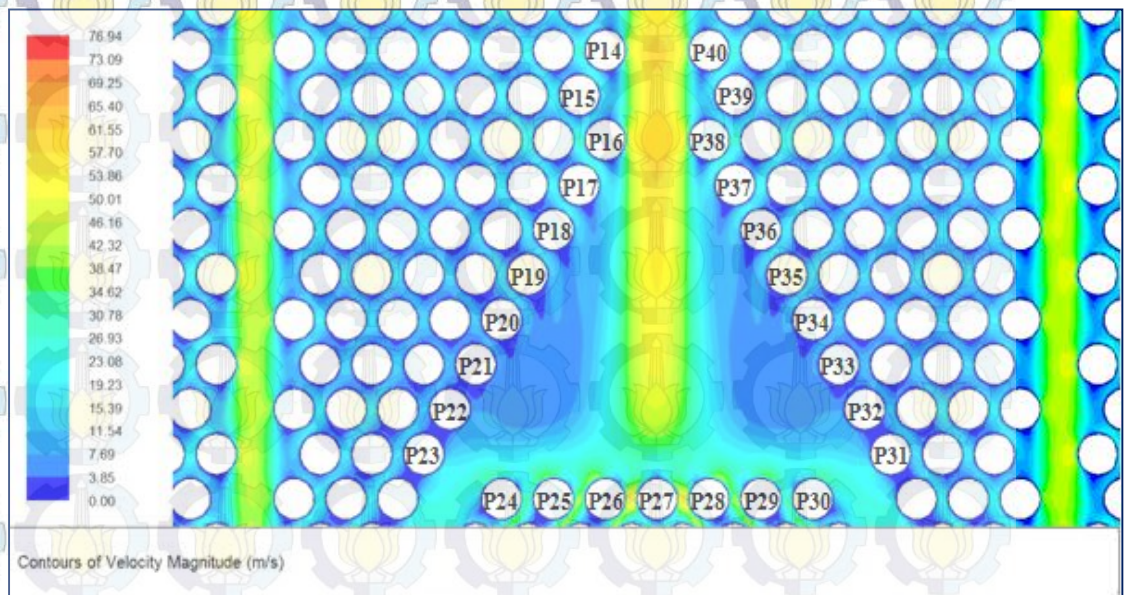
Gambar 4.13. Detil Kontur Tekanan Statik di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 2

Terlihat dari gambar 4.13, terdapat tekanan yang cukup tinggi pada *upstream* pipa P26, P27, dan P28 (daerah yang berwarna kuning dibagian atas pipa P26, P27, dan P28). Hal tersebut dikarenakan aliran fluida yang mengalir secara *downward* di atasnya langsung menumbuk pipa-pipa tersebut secara tegak lurus. Adanya pelebaran bertahap pada jalur lintasan fluida yang fungsinya adalah menyerupai *diffuser* pada aliran dalam pipa yaitu mengubah energi kinetik pada aliran fluida ke dalam bentuk peningkatan tekanan statik^[9], akan membuat kecepatan fluida saat melewatinya menjadi berkurang. Kecepatan yang berkurang tersebut, secara detil dapat terlihat pada kontur kecepatan di gambar 4.15. Dapat dilihat pada gambar bahwa kecepatan yang cukup tinggi terjadi pada daerah lintasan fluida yang dipersempit, yaitu daerah antara pipa P16 dan P38 yang kecepatannya kurang lebih adalah sebesar 65,4 m/s yang kemudian turun hingga 34,6 m/s setelah melewati daerah kosong yang menyerupai *diffuser* dan kembali meningkat saat melintasi sisi

kanan dan kiri pipa baris pertama karena jarak antar pipa yang sempit.



Gambar 4.14. Kontur Kecepatan Modifikasi Susunan Pipa 2



Gambar 4.15. Detil Kontur Kecepatan di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 2

Nilai C_D pada jajaran pipa baris pertama hasil modifikasi yaitu P24-P30 berturut-turut adalah 0,0069; 0,0106; 0,0203; 0,0269;

0,0193; 0,0106; 0,0067 (dapat dilihat pada tabel 4.4). Dimana nilai tersebut rata-rata lebih kecil jika dibandingkan dengan nilai C_D di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual, dapat dilihat pada tabel 4.5. Hal tersebut bersesuaian dengan C_D total pada modifikasi susunan pipa 2 yang memang lebih kecil daripada C_D total pada susunan pipa aktual. C_D total pada modifikasi susunan pipa 2 adalah sebesar 2,94 yang berarti mengalami penurunan hingga 40,3% dari nilai C_D total pada susunan pipa aktual (tabel 4.5). Hal tersebut dikarenakan aliran fluida mengikuti bentuk susunan pipa yang menyerupai diffuser, akan mengalir lebih menyebar ke sisi kanan dan kiri sehingga tidak mengalir terpusat ke bagian tengah susunan pipa bentuk segitiga. Dengan demikian akan mengurangi beban tumbukan pada pipa baris pertamanya sehingga drag pada jajaran pipa baris pertama tersebut lebih kecil bila dibandingkan dengan drag di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual.

Tabel 4.4. Data Hasil Simulasi Karakteristik Aliran Fluida Pada Modifikasi Susunan Pipa 2

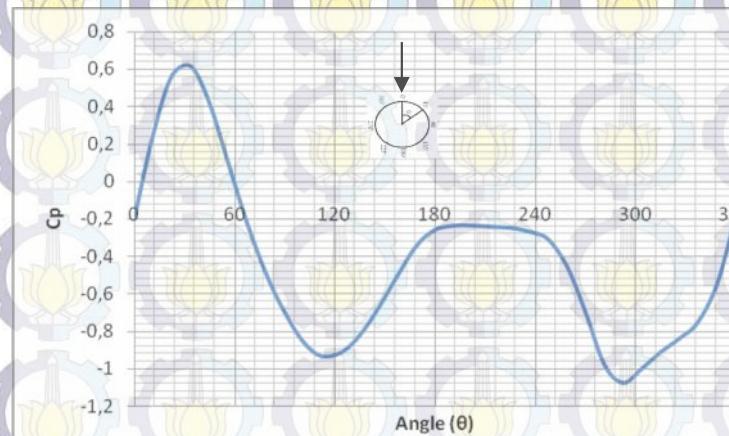
Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.	Tekanan (Pascal)	Kecepatan (m/s)
P14	0,0089	0,0001	4,3493	19,7011
P15	0,0023	0,0002	42,8067	14,1217
P16	0,011	0,0004	123,1253	21,0995
P17	0,0018	0,0002	61,9698	14,0253
P18	0,0011	0,0001	41,5161	10,9243
P19	0,0008	0,00003	29,3568	8,8846
P20	0,0003	0,00006	20,7779	7,5035
P21	0,0005	0,00004	18,2646	6,1726
P22	0,001	0,00004	31,1055	6,3605
P23	0,0022	0,00007	71,1089	8,8407
P24	0,0069	0,0004	169,4968	22,7969
P25	0,0106	0,0005	126,9492	27,1319
P26	0,0203	0,0008	69,6328	31,1212
P27	0,0269	0,0009	2,0558	31,1266
P28	0,0193	0,0008	74,128	31,0137
P29	0,0106	0,0005	121,3287	26,5997
P30	0,0067	0,0003	162,5746	22,2825
P31	0,0024	0,00007	70,3324	8,7489
P32	0,0011	0,00004	29,6142	6,6224
P33	0,0005	0,00005	16,8333	6,3854
P34	0,0005	0,00006	19,282	7,7447
P35	0,0007	0,00008	27,9872	9,0353
P36	0,0011	0,0001	41,5499	11,0761
P37	0,0018	0,0002	63,8309	14,2416
P38	0,0112	0,0004	122,0889	21,0153
P39	0,0025	0,0002	46,8776	14,3089
P40	0,0088	0,0004	2,9382	20,0618

Tabel 4.5. Komparasi Nilai *Drag Coefficient* pada Modifikasi Susunan Pipa 1 dan Modifikasi Susunan Pipa 2

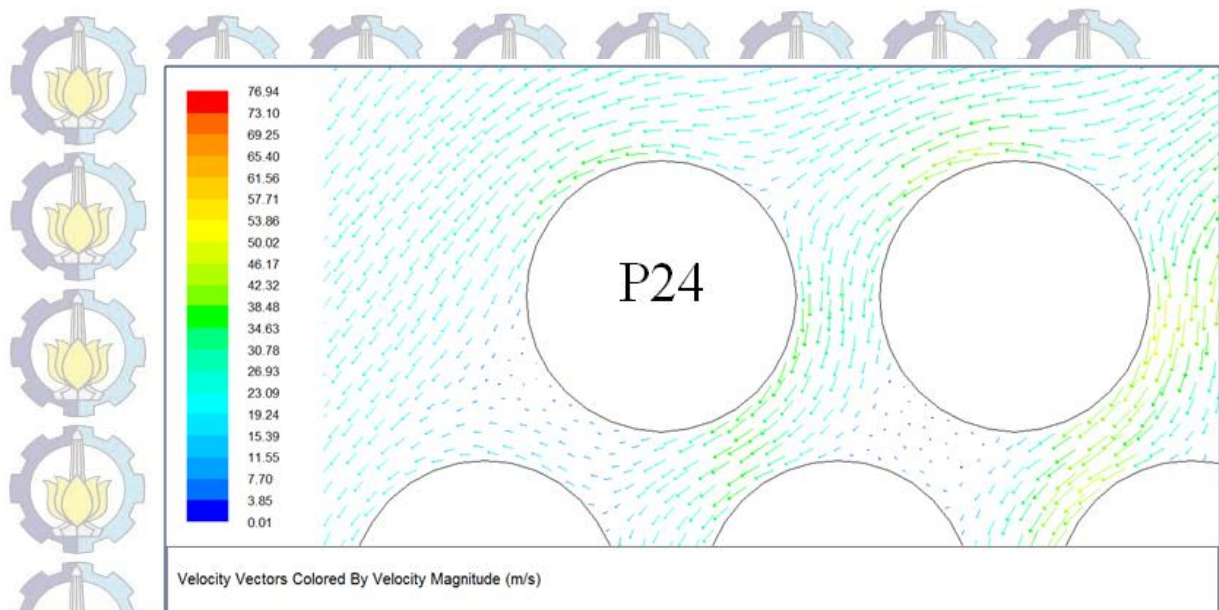
AKTUAL			MODIFIKASI 1		
Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.	Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.
P21	0,0295	0,0285	P20	0,0196	0,019
P22	0,0156	0,0141	P21	0,0113	0,0102
P23	0,017	0,0156	P22	0,0123	0,0113
P24	0,033	0,0322	P23	0,0208	0,0203
Keseluruhan Pipa	4,922	4,657	Keseluruhan Pipa	3,66	3,44

MODIFIKASI 2		
Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Pressure Drag Coef.
P24	0,0069	0,0004
P25	0,0106	0,0005
P26	0,0203	0,0008
P27	0,0269	0,0009
P28	0,0193	0,0008
P29	0,0106	0,0005
P30	0,0067	0,0003
Keseluruhan Pipa	2,871	2,653

B. Distribusi *Local Pressure Coefficient*



Grafik 4.8. Distribusi *Local Pressure Coefficient* Pipa 24 Pada Modifikasi Susunan Pipa 2



Gambar 4.16. Vektor Kecepatan di Sekitar Pipa 24 Pada Modifikasi Susunan Pipa 2

Untuk distribusi *local pressure coefficient*, pada modifikasi susunan pipa 2 ini dipilih salah satu pipa yang mewakili baris pertama susunan pipa bentuk segitiga yaitu pipa P24 (letaknya dapat dilihat pada gambar 4.14). Analisa pipa P24 tidak dapat dibandingkan dengan analisa distribusi C_P di pipa kritis pada susunan pipa aktual maupun pada modifikasi susunan pipa 1 karena bukan pipa yang sama. *Trend* grafik distribusi C_P pada P24 (grafik 4.8) hampir sama dengan *trend* grafik hasil penelitian terdahulu yaitu penelitian yang dilakukan oleh Qiu dkk. (grafik 4.2) dan *trend* grafik pada teori di literatur Munson dkk. jilid 2 (grafik 4.5)

Nilai C_P maksimum pada P24 tidak tepat berada pada posisi 0° . C_P maksimum P24 berada pada posisi $33,75^\circ$, yang berarti titik stagnasi berada pada posisi tersebut. Pergeseran titik stagnasi tersebut juga dipengaruhi oleh arah aliran fluida yang mengarah ke kiri, mengikuti bentuk susunan pipa yang menyerupai *diffuser* sebelum menumbuk pipa kritis. Sehingga aliran tegak lurus yang sampai pada pipa silinder dengan kecepatan paling rendah yaitu 0 m/s (tekanan maksimum) tidak tepat berada pada posisi 0° , tetapi

berada pada posisi $\pm 30^\circ$ dari posisi 0° yang berada di bagian atas pipa (dapat dilihat dari vektor kecepatan aliran pada gambar 4.16).

Hal tersebut dikarenakan pelebaran bertahap pada jalur lintasan fluida, sehingga aliran fluida tidak lagi mengalir secara tegak lurus saat menumbuk P24, tetapi mengarah kekiri mengikuti konfigurasi pipa yang dilaluinya sebelum menumbuk P24.

Setelah itu akan terjadi penurunan tekanan karena kecepatan mulai meningkat sampai hingga V_{max} di titik $112,5^\circ$ sehingga nilai C_p menjadi minimum (titik minimum pertama). Setelah itu fluida akan mengalami deselerasi dibelakang silinder sehingga nilai C_p mengalami kenaikan kembali sampai lapisan batas mengalami separasi masif yaitu di posisi sudut $191,25^\circ$. Kemudian C_p akan bernilai konstan setelah memasuki daerah wake karena didaerah wake tidak terdapat gradien kecepatan.

Titik minimum pada distribusi C_p P24 ini tidak simetri, dimana nilai C_p minimum yang kedua lebih rendah bila dibandingkan dengan nilai C_p minimum yang pertama. Hal tersebut dikarenakan kecepatan fluida pada posisi 295° lebih tinggi bila dibandingkan dengan kecepatan fluida pada posisi 115° , sehingga tekanan pada posisi 295° akan lebih rendah bila dibandingkan dengan tekanan pada posisi 115° . Hal tersebut bersesuaian dengan nilai Nusselt number (penjelasan detil dapat dilihat pada poin pembahasan karakteristik perpindahan panas), dimana pada distribusi *local Nusselt number*, nilai Nu pada posisi 295° lebih tinggi bila dibandingkan dengan nilai Nu pada posisi 115° , karena kecepatan fluida lebih tinggi pada posisi 290° .

4.2. Karakteristik Perpindahan Panas

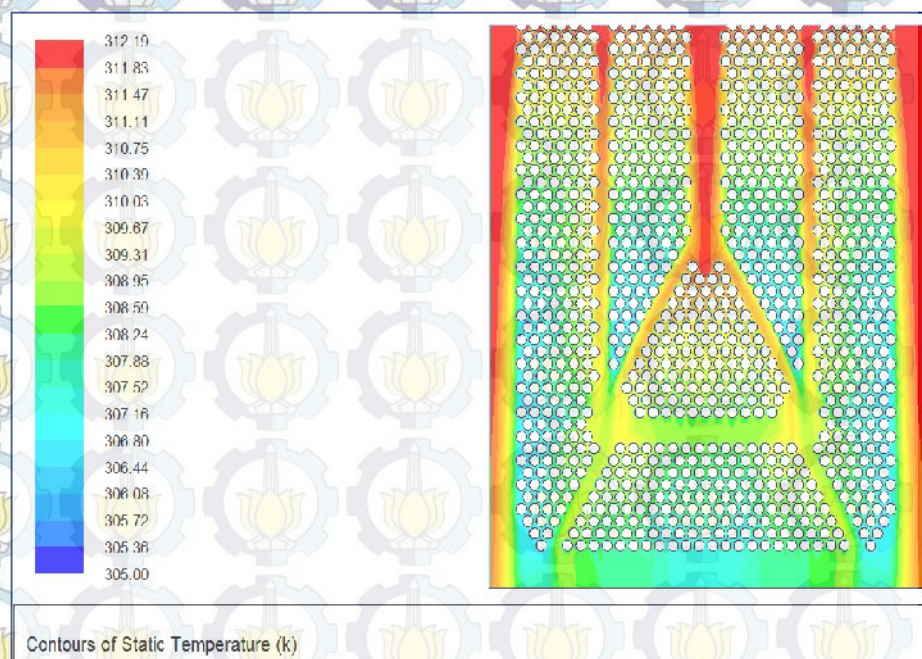
Tujuan penelitian ini selain untuk menganalisa karakteristik aliran fluida juga untuk menganalisa bagaimana karakteristik perpindahan panasnya. Sama dengan analisa karakteristik pada aliran fluida, pada analisa karakteristik perpindahan panas ini juga fokus pada fenomena perpindahan

panas yang terjadi di daerah kritis dan sekitarnya untuk kontur temperatur dan pada pipa kritis untuk distribusi *Nusselt number* lokalnya. Detil analisisnya akan dibahas pada poin-poin dibawah ini.

4.2.1 Domain Komputasi 1 (Susunan Pipa Aktual)

A. Kontur Temperatur

Hasil simulasi berupa kontur temperatur untuk domain komputasi 1 yaitu untuk susunan pipa aktual secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.17. Untuk kontur temperatur pada daerah kritis dan sekitarnya dapat dilihat lebih detil pada gambar 4.18 beserta dengan penomoran pada susunan pipanya. Dapat dilihat pada gambar 4.18, didaerah tengah antara P15-P19 dan P26-P30 dimana di daerah ini jarak transversal antar pipa memang cukup tinggi, didominasi oleh warna merah yang berarti perpindahan panas hampir tidak terjadi. Semakin mendekati pipa sebelah kanan kirinya, maka perpindahan panas mulai terjadi dan paling baik adalah di daerah dekat permukaan pipa.



Gambar 4.17. Kontur Temperatur Susunan Pipa Aktual

Begitu juga fenomena yang terjadi di daerah susunan pipa bentuk segitiga, semakin kebawah terjadi degradasi warna secara bertahap. Pada bagian paling atas (di jajaran pipa kritis yaitu P21-P24) sampai baris ketiga, warna merah masih mendominasi disekitar pipa, tetapi di area dekat permukaan pipa konturnya berwarna biru yang menandakan terjadi perpindahan panas yang baik disekitarnya. Pada baris keempat dan kelima, konturnya mulai berwarna merah kekuningan, hal ini berarti sebagian panas sudah terserap pada pipa bagian atasnya. Semakin kebawah, warna kuning sudah mulai mendominasi yang menandakan bahwa sudah semakin banyak panas yang terserap di baris pipa sebelumnya. Di pipa bagian bawah sampai daerah bawah segitiga, karena panas sudah terserap banyak pada pipa sebelumnya maka warna hijau mulai mendominasi.



Gambar 4.18. Detil Kontur Temperatur di Daerah Kritis Pada Susunan Pipa Aktual

Dapat dilihat dari data hasil simulasi pada tabel 4.6, bahwa laju perpindahan panas pada jajaran pipa kritis adalah cukup tinggi yaitu berturut-turut pada P21, P22, P23 dan P24 adalah sebesar 170,5 W; 195,2 W; 193,3 W dan 167,5 W. Laju perpindahan panas pada P22 dan P23 lebih tinggi daripada laju perpindahan panas pada P21 dan P24. Begitu juga dengan nilai *surface Nusselt number*, dimana Nu pada P22 dan P23 masing-masing adalah sebesar 340,5 dan

337,4 yang nilainya lebih besar bila dibandingkan dengan Nu pada P21 dan P24 yang masing-masing hanya sebesar 297,6 dan 292,2, seperti pada diagram berikut:

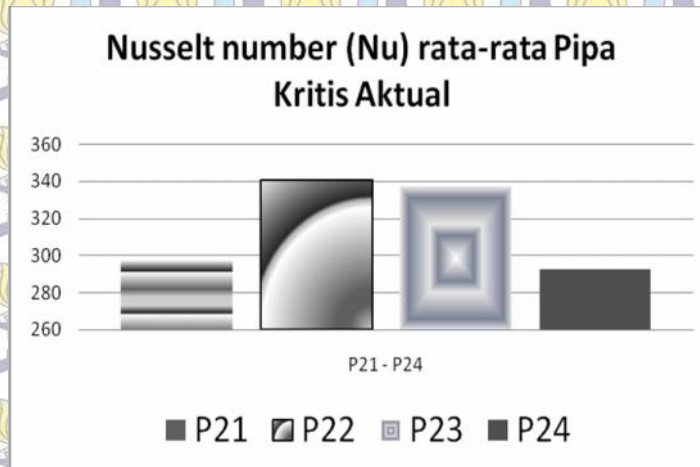


Diagram 4.3. *Nusselt number* (Nu) rata-rata Pipa Kritis Pada Susunan Pipa Aktual

Hal tersebut dikarenakan laju perpindahan panas dapat dipengaruhi oleh intensitas turbulensi disekitar pipa tersebut. Level turbulensi dari aliran utama dapat berpengaruh pada dinamika fluida, yang rata-rata hanya berpengaruh pada baris pertama dan kedua dari sebuah susunan pipa^[10]. Tingginya intensitas turbulensi mengindikasikan bahwa aliran disekitar pipa bersifat turbulen, gradien kecepatan antar lapisan fluida dalam aliran turbulen akan menimbulkan *vortex* yang akan berpengaruh pada peningkatan *Nusselt number* (Nu), sehingga akan meningkatkan koefisien perpindahan panas yang berarti peningkatan laju perpindahan panas secara konveksi^[16].

Dapat juga dikatakan bahwa semakin tinggi intensitas turbulensi suatu aliran maka aliran tersebut bersifat turbulen. Aliran turbulen memiliki gerakan molekul fluida yang acak (baik paralel maupun tegak lurus dengan aliran) yang menimbulkan fluktuasi kecepatan. Gerakan molekul fluida yang tegak lurus dengan aliran akan membuat perpindahan massa dan momentum yang cukup besar

karena meningkatkan tegangan geser, dimana tegangan geser berbanding lurus secara linier dengan gradien kecepatan yang tegak lurus dengan arah geseran. Tegangan geser yang tinggi akan menurunkan viskositas dinamik, dimana semakin kecil viskositas dinamik fluida, maka akan meningkatkan bilangan *Reynolds*nya yang kemudian akan meningkatkan bilangan *Nusselt* dan koefisien perpindahan panasnya. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa ketika gradien kecepatan tinggi, maka akan meningkatkan tegangan geser yang membuat semakin besar perpindahan panasnya. Sehingga dapat dikatakan bahwa tegangan geser di dalam lapisan batas turbulen tidak hanya dipengaruhi oleh viskositas fluida itu sendiri, tetapi juga dipengaruhi oleh *Reynolds Shear Stresses* yang merupakan besaran yang menunjukkan fluktuasi kecepatan molekul fluida.

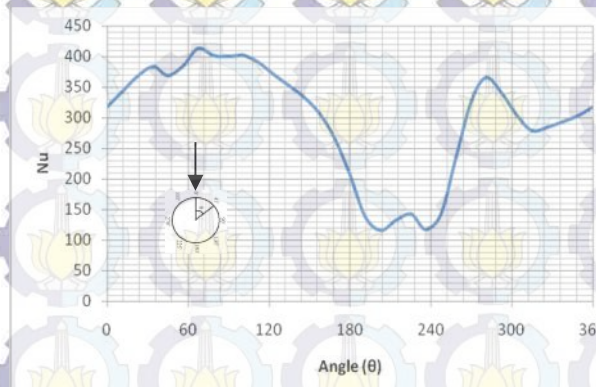
Terlihat dari tabel 4.4., intensitas turbulensi pada P22 dan P23 masing-masing adalah sebesar 25,81% dan 25,69% yang nilainya lebih besar bila dibandingkan dengan intensitas turbulensi pada P21 dan P24 yang masing-masing hanya sebesar 22,77% dan 22,57%. Dari penjelasan diatas, maka ketika intensitas turbulensinya tinggi maka tegangan gesernya akan tinggi sehingga membuat perpindahan panasnya juga tinggi. Pada P22 dan P23 memang memiliki tegangan geser yang lebih tinggi yaitu berturut-turut 9,4 dan 9,5 Pascal, dibandingkan dengan tegangan geser pada P21 dan P24 yang hanya sebesar 7,2 dan 7 Pascal. Hal tersebut yang membuat perpindahan panas pada P22 dan P23 lebih besar dari perpindahan panas pada P21 dan P24.

Untuk laju perpindahan panas rata-rata pada jajaran pipa kritis (P21-P24) adalah sebesar 199 W. Sedangkan untuk nilai laju perpindahan panas total pada susunan pipa aktual adalah sebesar 54179,83 W.

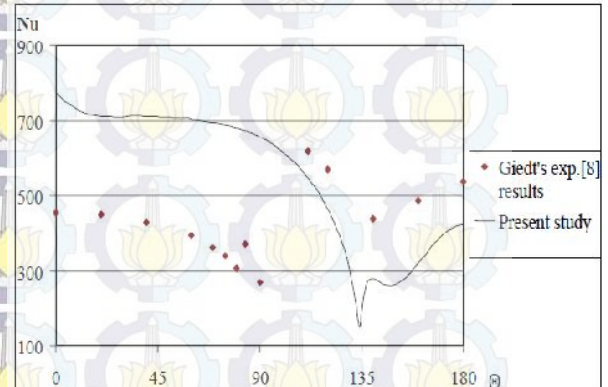
Tabel 4.6. Data Hasil Simulasi Karakteristik Perpindahan Panas pada
Susunan Pipa Aktual

Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Total Heat Transfer Rate (W)	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)
P15	0,006	63,8815	111,4818	11,52
P16	0,0016	31,5449	55,05	6,99
P17	0,0066	68,8813	120,207	12,18
P18	0,001	29,0528	50,7009	6,43
P19	0,002	25,7202	44,8852	6,48
P20	0,0044	31,8523	55,5865	8,07
P21	0,0295	170,5035	297,5602	22,77
P22	0,0156	195,0909	340,46	25,81
P23	0,017	193,3379	337,4005	25,69
P24	0,0331	167,4605	292,2409	22,57
P25	0,0044	31,4571	54,8969	7,94
P26	0,0018	23,8245	41,577	6,14
P27	0,0008	27,418	47,848	6,26
P28	0,0059	64,8222	113,1235	11,69
P29	0,0015	29,6116	51,6762	6,65
P30	0,0058	61,2023	106,8061	11,21

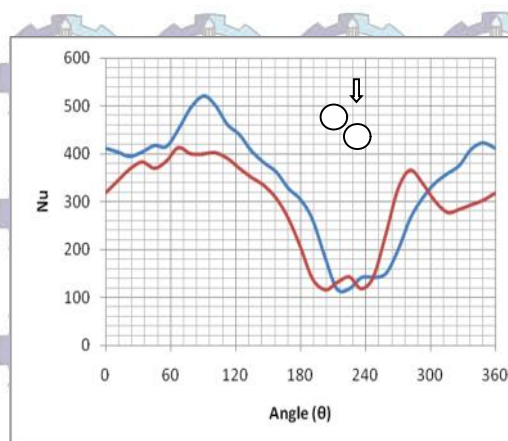
B. Distribusi Local Nusselt Number



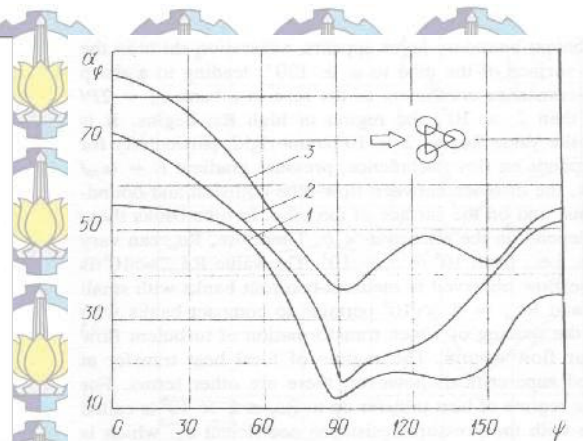
Grafik 4.9. Distribusi Local Nusselt Number
Pipa 21 Pada Susunan Pipa Aktual



Grafik 4.10. Distribusi local nusselt number
pada single tube (Abdel-Raouf dkk., 2010)



Grafik 4.11. Perbandingan Distribusi *Local Nusselt Number* P21 dan P22 Pada Susunan Pipa Aktual



Grafik 4.12. Distribusi *local nusselt number* pada susunan pipa *staggered* (Zukauskas & Ulinskas, 1988)

Sama dengan analisa pada distribusi C_p , maka pada distribusi *local Nusselt number* (Nu), analisa juga hanya dilakukan pada pipa P21 dan P22 untuk susunan pipa aktual karena analisa pada P23 dan P24 akan menunjukkan *trend* yang serupa (simetri).

Untuk distribusi Nu lokal P21 dapat dilihat dari grafik 4.9.

Penebalan lapisan batas laminar terjadi sangat cepat hingga sudut 45° (nilai Nu lokal minimum pertama). Penebalan lapisan batas laminar terjadi sangat cepat karena aliran fluida adalah *supercritical* yaitu aliran yang sangat turbulen. Pada titik minimum pertama tersebut aliran fluida mulai mengalami transisi menuju lapisan batas turbulen. Fase transisi ini ditandai dengan meningkatnya nilai Nu hingga lapisan batas turbulen terbentuk pada sudut $67,5^\circ$ (nilai Nu maksimum). Hal tersebut sesuai dengan grafik variasi *local Nusselt number* yang diambil dari literatur Incropera and DeWitt (ada di BAB 2), dimana untuk aliran *supercritical*, nilai Nu lokal tertinggi memang bukan berada di titik stagnasi namun berada pada saat terbentuk lapisan batas turbulen. Setelah itu, Nu lokal mulai mengalami penurunan karena penebalan lapisan batas turbulen yang kemudian diikuti dengan terjadinya deselerasi hingga mencapai nilai minimum kedua pada sudut 200° , dimana pada titik tersebut

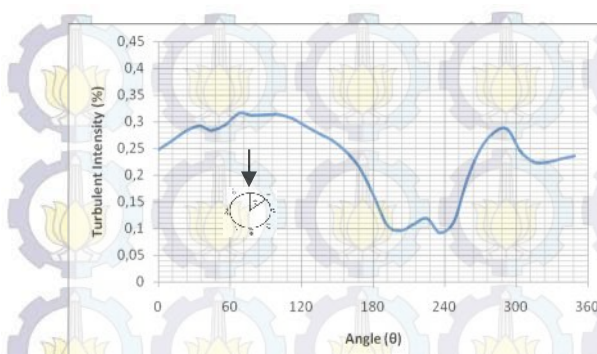
terjadi separasi pada lapisan batas turbulen. Setelah melewati titik separasi, bilangan *Nusselt* kembali meningkat yang disebabkan oleh adanya turbulensi aliran didaerah *downstream* yang mengakibatkan munculnya *vortex* yang akan meningkatkan *mixing* pada molekul-molekul fluida didaerah *wake* dan juga memungkinkan molekul fluida tersebut *reattach* pada permukaan belakang silinder setelah titik separasi.

Posisi titik stagnasi pada grafik distribusi *Nu* lokal P21 ini tidak sama dengan posisi titik stagnasi pada grafik distribusi *C_p* lokalnya. Hal tersebut karena pada kasus perpindahan panas, nilai *Nu* dapat dipengaruhi oleh intensitas turbulensi aliran di sekitar pipa. Perpindahan panas melewati berkas pipa (*tube bundle*) bergantung sebagian besar pada pola aliran serta derajat turbulensinya^[5]. Dapat dilihat dari *trend* grafik 4.9 yang sama dengan *trend* grafik 4.13, dimana grafik 4.13 merupakan grafik distribusi intensitas turbulensi, maka hal tersebut mengindikasikan bahwa nilai *Nusselt number* dipengaruhi oleh intensitas turbulensi.

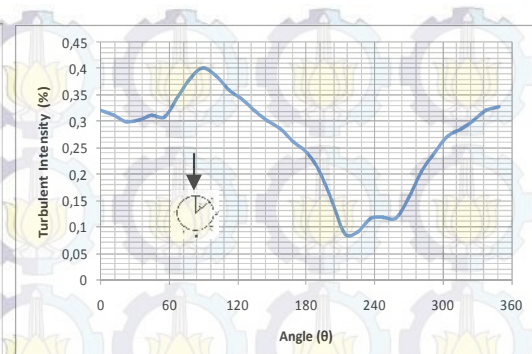
Trend grafik hasil simulasi pada P21 hampir sama dengan *trend* grafik 4.10 yang merupakan hasil penelitian dari Raouf dkk. untuk distribusi *Nu* pada *single tube* dengan *Re* sebesar 170000. Untuk distribusi *local Nusselt number* pada P22 (dapat dilihat pada grafik 4.11), penebalan lapisan batas laminar yang sangat cepat terjadi hingga sudut $56,25^\circ$ (nilai *Nu* lokal minimum pertama). Kemudian fluida mengalami transisi menuju turbulen yang ditandai dengan meningkatnya nilai *Nu* hingga mencapai nilai maksimum dimana lapisan batas turbulen telah terbentuk pada sudut 90° . Setelah itu, *Nu* lokal mengalami penurunan hingga mencapai nilai minimum kedua pada sudut $213,75^\circ$ sehubungan dengan titik separasi yang terjadi pada aliran turbulen, yang kemudian nilai *Nu* akan kembali naik karena adanya *mixing* dan *reattach* aliran didaerah *wake*.

Bila dibandingkan dengan pipa baris pertama (P21), pada pipa baris kedua (P22) ini, penurunan nilai Nu dari posisi maksimum lebih tajam bila dibandingkan dengan penurunan nilai Nu pada baris pertama (P21). Hal tersebut sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Kanninen (2010), yang menyatakan bahwa pada baris kedua dan setelahnya, perpindahan panas konveksi turun lebih cepat dari titik stagnasi bila dibandingkan dengan baris pertama. Selain itu, nilai Nu lokal pada P22 (mewakili baris kedua) 12,6% lebih tinggi dari pada nilai Nu lokal maksimum pada P21 (dapat dilihat pada tabel 4.6 dan grafik 4.11). Hal tersebut sesuai dengan grafik 4.12 yang diambil dari literatur Zukauskas dan Ulinskas (1988) yang merupakan distribusi Nu lokal pada susunan pipa *staggered* dimana nilai Nu pada pipa baris kedua lebih tinggi dari nilai Nu pada pipa baris pertama. Menurut Buyruk (1997), hal tersebut disebabkan oleh percepatan aliran karena halangan dari barisan pipa pertama dan tingkat turbulensi yang lebih efektif juga terjadi di barisan dalam pada susunan pipa *staggered*. Sehingga dapat dikatakan bahwa peningkatan nilai Nu pada baris kedua disebabkan oleh adanya gradien kecepatan dan intensitas turbulensi yang tinggi. Dapat dilihat pada tabel 4.6, bahwa tingkat turbulensi pada P22 memang lebih tinggi daripada tingkat turbulensi pada P21.

Selain itu, *trend* grafik distribusi Nu lokal untuk P22 sama dengan *trend* grafik 4.14 yang merupakan grafik intensitas turbulensi pada pipa P22. Sama dengan penjelasan sebelumnya, hal tersebut mengindikasikan bahwa nilai *Nusselt number* dapat dipengaruhi oleh intensitas turbulensi.



Grafik 4.13. Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P21 Pada Susunan Pipa Aktual

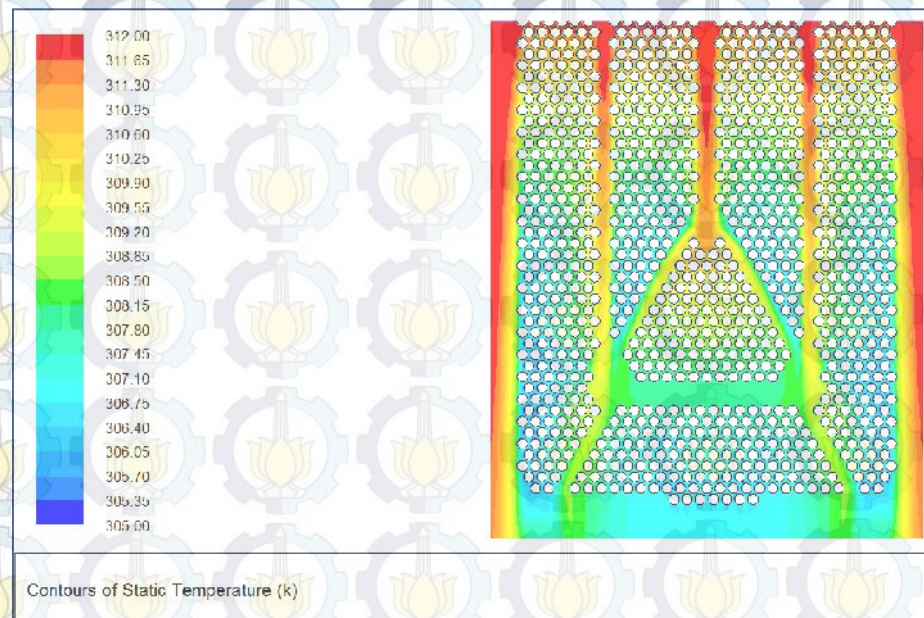


Grafik 4.14. Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P22 Pada Susunan Pipa Aktual

4.2.2 Domain Komputasi 2 (Modifikasi Susunan Pipa 1)

A. Kontur Temperatur

Hasil simulasi berupa kontur temperatur untuk domain komputasi 2 yaitu untuk modifikasi susunan pipa 1 secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.19. Untuk kontur temperatur pada daerah kritis dan sekitarnya dapat dilihat lebih detail pada gambar 4.20 beserta dengan penomoran pada susunan pipanya.

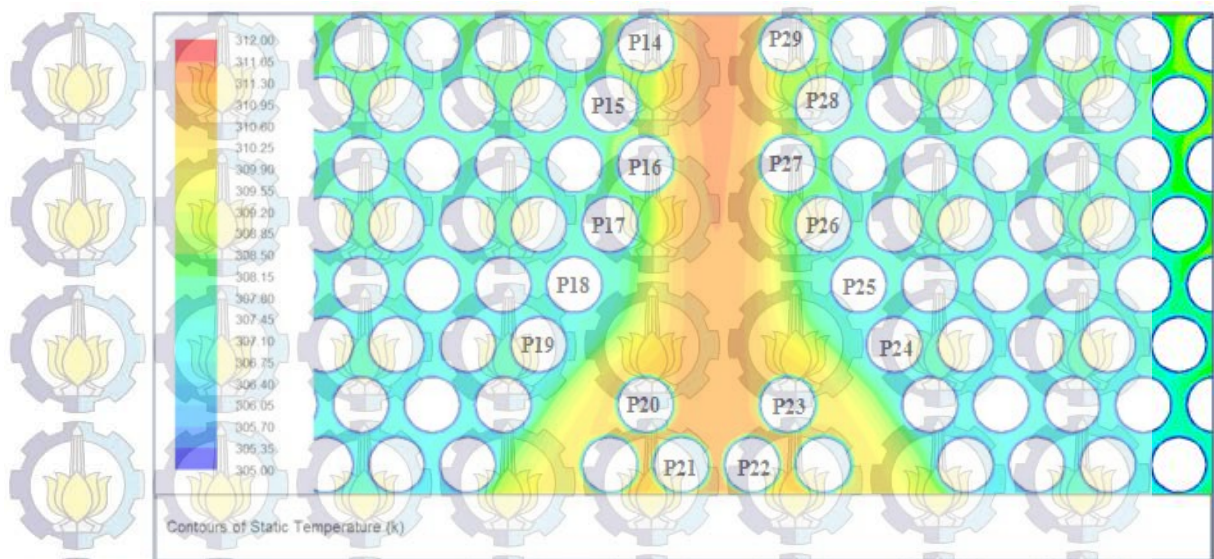


Gambar 4.19. Kontur Temperatur Modifikasi Susunan Pipa 1

Dapat dilihat pada gambar 4.19, di daerah tengah antara P14-P16 dan P27-P29 dimana di daerah ini jarak transversalnya lebih kecil daripada susunan pipa aktual (telah dipersempit), didominasi oleh warna merah kecoklatan yang berarti terjadi sedikit perpindahan panas. Semakin mendekati pipa sebelah kanan kirinya, maka perpindahan panas mulai terjadi dan paling baik adalah di daerah dekat permukaan pipa. Begitu juga pada daerah tengah antara P16-P19 dan P24-P27 yang didominasi warna coklat hingga menuju pipa kritis (P20-P23), maka temperatur di daerah ini lebih kecil bila dibandingkan dengan daerah atasnya (daerah tengah antara P14-P16 dan P27-P29) yang berarti telah ada panas yang terserap sebelumnya.

Fenomena yang terjadi di daerah susunan pipa bentuk segitiga adalah terjadinya degradasi warna secara bertahap dari daerah atas ke bawah. Pada bagian paling atas (di jajaran pipa kritis yaitu P20-P23) sampai baris ketiga, warna coklat kekuningan mendominasi disekitar pipa, tetapi di area dekat permukaan pipa konturnya berwarna biru yang menandakan terjadi perpindahan panas yang baik disekitarnya.

Terlihat pada gambar 4.18, pada baris keempat dan seterusnya sampai ke bagian pipa paling bawah (pada susunan pipa bentuk segitiga), degradasi warna di daerah antar pipa jelas terlihat dimana hal tersebut menunjukkan panas secara bertahap telah terserap mulai dari bagian atas susunan pipa bentuk segitiga sampai ke bagian paling bawah susunan pipa tersebut.



Gambar 4.20. Detil Kontur Temperatur di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 1

Dapat dilihat dari data hasil simulasi pada tabel 4.7, bahwa laju perpindahan panas di jajaran pipa kritis pada modifikasi susunan pipa 1 berturut-turut pada P20, P21, P22 dan P23 adalah sebesar 137,7 W; 170,97 W; 167,8 W dan 132,95 W. Nilai laju perpindahan panas tersebut lebih kecil bila dibandingkan dengan nilai laju perpindahan panas di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual (dapat dilihat pada tabel 4.8). Begitu juga dengan nilai bilangan Nusselt pada pipa kritisnya yang juga lebih kecil bila dibandingkan dengan nilai bilangan Nusselt pipa kritis pada susunan pipa aktual, seperti ditunjukkan pada diagram berikut:

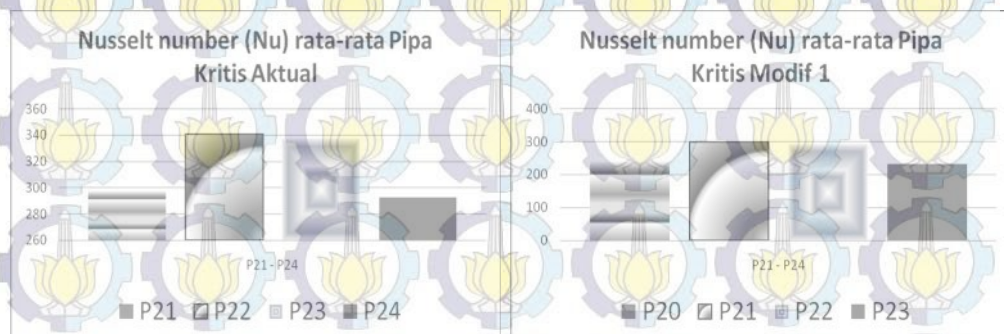


Diagram 4.4. Perbandingan Nilai *Nusselt number* (Nu) Pipa Kritis Pada Susunan Pipa Aktual dan Modifikasi Susunan Pipa 1

Hal tersebut dikarenakan kecepatan lokal rata-rata di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual lebih besar bila dibandingkan dengan kecepatan lokal rata-rata di jajaran pipa kritis pada modifikasi susunan pipa 1 (dapat dilihat pada tabel 4.1 dan tabel 4.2). Dengan kecepatan lokal rata-rata yang lebih besar di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual tersebut maka gradien kecepatannya pun lebih besar, dimana besarnya gradien kecepatan akan meningkatkan tegangan geser yang akan meningkatkan gradien temperatur yang kemudian akan meningkatkan nilai laju perpindahan panas. Selain itu, besarnya laju perpindahan panas juga dipengaruhi oleh tingginya intensitas turbulensi, dimana perpindahan panas melewati berkas pipa (*tube bundle*) bergantung sebagian besar pada pola aliran serta derajat turbulensinya^[5]. Terlihat dari tabel 4.7 dan tabel 4.8, intensitas turbulensi rata-rata pada P20-P23 adalah sebesar 20,21%, dimana nilai tersebut lebih kecil daripada nilai intensitas turbulensi rata-rata di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual yang nilainya sebesar 24,21%. Untuk laju perpindahan panas total, pada modifikasi susunan pipa 1 ini nilainya adalah 51913,43W, dimana nilai tersebut lebih kecil 4% daripada nilai laju perpindahan panas total pada susunan pipa aktual yang sebesar 54179,83W.

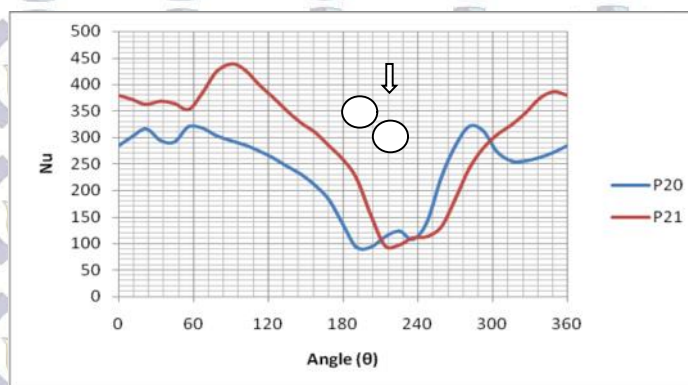
Tabel 4.7. Data Hasil Simulasi Karakteristik Perpindahan Panas pada Modifikasi Susunan Pipa 1

Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Total Heat Transfer Rate (W)	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)
P14	0,0076	76,9107	134,2175	11,68
P15	0,0021	39,5494	69,0179	7,84
P16	0,009	74,5468	130,0923	11,86
P17	0,001	33,6538	58,7294	7,44
P18	0,0005	23,1328	40,3692	5,79
P19	0,0015	19,2943	33,6707	5,15
P20	0,0196	137,6729	240,2542	18,45
P21	0,0113	170,9675	293,3569	22,37
P22	0,0123	167,8487	292,9143	22,04
P23	0,0208	132,9543	232,0196	17,96
P24	0,0013	19,7242	34,4208	5,23
P25	0,0005	23,4346	40,896	5,82
P26	0,0008	31,7342	58,8698	7,41
P27	0,0087	74,6069	130,1971	11,8
P28	0,0022	39,211	68,4275	7,77
P29	0,0075	77,0262	134,4191	11,68

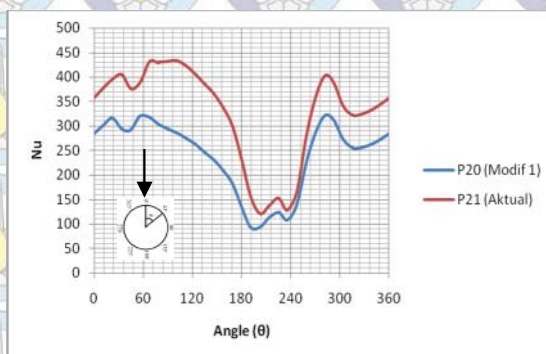
Tabel 4.8. Komparasi Hasil Simulasi untuk Parameter Perpindahan Panas Fluida pada Susunan Pipa Aktual dan Modifikasi Susunan Pipa 1

AKTUAL					MODIFIKASI 1				
Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)	Total Heat Transfer Rate (W)	Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)	Total Heat Transfer Rate (W)
P21	0,0295	297,5602	22,77	170,5085	P20	0,0196	240,2542	18,45	137,6729
P22	0,0156	340,46	25,81	195,0909	P21	0,0113	298,3569	22,37	170,9675
P23	0,017	337,4005	25,69	193,3379	P22	0,0123	292,9143	22,04	167,8487
P24	0,0331	292,2409	22,57	167,4605	P23	0,0208	232,0196	17,96	132,9543
Kesehuruhan Pipa	4,922	-	-	54179,83	Kesehuruhan Pipa	3,66	-	-	51913,43

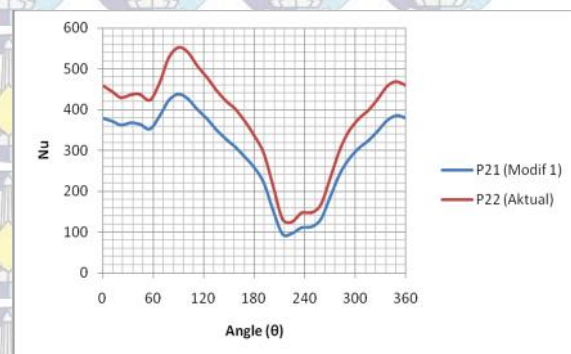
B. Distribusi Local Nusselt Number



Grafik 4.15. Perbandingan Distribusi Local Nusselt Number P20 dan P21 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1



Grafik 4.16. Distribusi Local Nusselt Number P20 (Modif 1) dibandingkan dengan P21 (Aktual)



Grafik 4.17. Distribusi Local Nusselt Number P21 (Modif 1) dibandingkan dengan P22 (Aktual)

Pada distribusi *local Nusselt number*, sama dengan pembahasan pada pipa kritis aktual, untuk P20 (grafik 4.16) penebalan lapisan batas laminar yang sangat cepat terjadi hingga sudut 45° (nilai Nu lokal minimum pertama). Kemudian fluida mengalami transisi menuju turbulen yang ditandai dengan meningkatnya nilai Nu hingga mencapai nilai maksimum dimana lapisan batas turbulen telah terbentuk yaitu pada sudut $56,25^\circ$. Setelah itu, Nu lokal mengalami penurunan hingga mencapai nilai minimum kedua pada sudut $191,25^\circ$ sehubungan dengan titik separasi yang terjadi pada aliran turbulen, yang kemudian nilai Nu akan kembali naik karena adanya *mixing* dan *reattach* aliran di daerah *wake*.

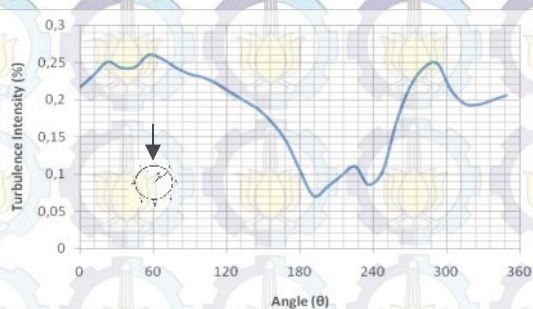
Demikian juga untuk P21, penebalan lapisan batas laminar yang sangat cepat terjadi hingga sudut $56,25^\circ$ (nilai Nu lokal minimum pertama). Kemudian fluida mengalami transisi menuju turbulen hingga mencapai sudut maksimum 90° . Setelah itu, Nu lokal mengalami penurunan hingga mencapai nilai minimum kedua pada sudut $213,75^\circ$ sehubungan dengan titik separasi yang kemudian nilai Nu akan kembali naik di daerah *wake*.

Trend grafik hasil simulasi pada P20 hampir sama dengan *trend* grafik 4.10 yang merupakan hasil penelitian dari Raouf dkk. untuk distribusi Nu pada *single tube*. Bila dibandingkan dengan pipa baris pertama (P20), nilai Nu lokal pada P21 (mewakili baris kedua) 19,5% lebih tinggi dari pada nilai Nu lokal maksimum pada P20 (dapat dilihat pada tabel 4.7 dan pada grafik 4.15). Hal tersebut sesuai dengan grafik 4.12 yang diambil dari literatur Zukauskas dan Ulinskas (1988) yang merupakan distribusi Nu lokal pada susunan pipa *staggered* dimana nilai Nu pada pipa baris kedua lebih tinggi dari nilai Nu pada pipa baris pertama. Menurut Buyruk (1997), hal tersebut disebabkan oleh percepatan aliran karena halangan dari barisan pipa pertama dan tingkat turbulensi yang lebih efektif juga terjadi di barisan dalam pada susunan pipa *staggered*. Dapat dilihat

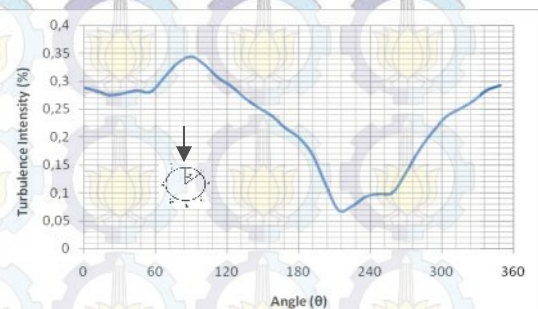
pada tabel 4.7, bahwa tingkat turbulensi pada P21 memang lebih tinggi daripada tingkat turbulensi pada P20.

Sama dengan fenomena pada laju perpindahan panas, terlihat pada grafik 4.16 dan 4.17 bahwa berdasarkan distribusinya, nilai Nu pada kondisi aktual lebih besar bila dibandingkan dengan nilai Nu pada susunan pipa hasil modifikasi. Bila dilihat pada tabel 4.8, nilai Nu untuk P20 turun sebesar 19,3% bila dibandingkan dengan kondisi aktual (nilai Nu P21 (aktual) adalah sebesar 297,56 dan nilai Nu pada P20 adalah sebesar 240,254). Sedangkan untuk P21, nilai Nu turun sebesar 12,4% bila dibandingkan dengan kondisi aktual (nilai Nu P22 (aktual) adalah sebesar 340,46 dan nilai Nu pada P21 adalah sebesar 298,357). Penurunan Nu tersebut merupakan penurunan nilai perpindahan panas secara konveksi yang sangat dipengaruhi oleh gradien kecepatan dan intensitas turbulensi disekitar pipa, dimana intensitas turbulensi pada jajaran pipa kritis untuk modifikasi susunan pipa 1 lebih kecil dibandingkan dengan intensitas turbulensi di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual.

Trend grafik 4.16 sama dengan *trend* grafik 4.18 yang merupakan grafik distribusi intensitas turbulensi. Begitu juga dengan *trend* grafik 4.17 sama dengan *trend* grafik 4.19. Hal tersebut menandakan bahwa nilai *Nusselt number* dan koefisien perpindahan panas dapat dipengaruhi oleh intensitas turbulensi.



Grafik 4.18. Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P20 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1

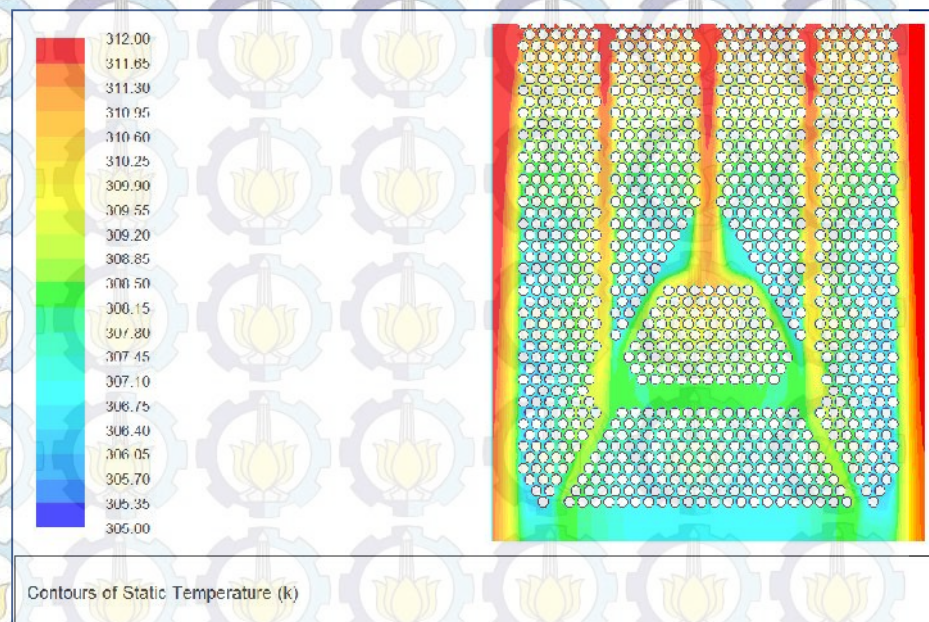


Grafik 4.19. Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa P21 Pada Modifikasi Susunan Pipa 1

4.2.3 Domain Komputasi 3 (Modifikasi Susunan Pipa 2)

A. Kontur Temperatur

Hasil simulasi berupa kontur temperatur untuk domain komputasi 3 yaitu untuk modifikasi susunan pipa 2 secara keseluruhan dapat dilihat pada gambar 4.21, sedangkan untuk kontur temperatur pada daerah kritis dan sekitarnya dapat dilihat lebih detail pada gambar 4.22.

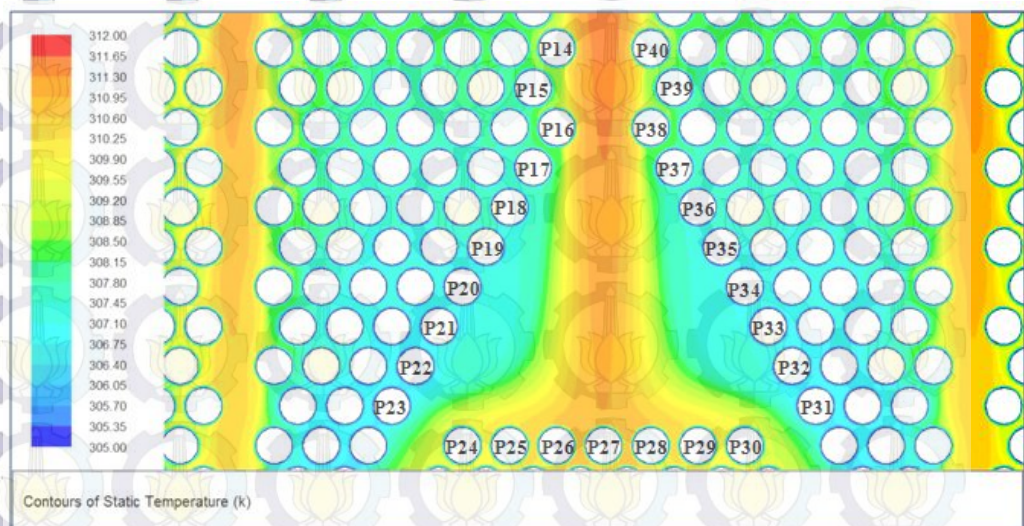


Gambar 4.21. Kontur Temperatur Modifikasi Susunan Pipa 2

Dapat dilihat pada gambar 4.22, di daerah tengah antara P14-P16 dan P38-P40 dimana di daerah ini jarak transversal antar pipa memang cukup tinggi, didominasi oleh warna coklat tua yang berarti sangat sedikit perpindahan panas yang terjadi. Semakin mendekati pipa sebelah kanan kirinya, maka perpindahan panas mulai terjadi dan paling baik adalah di daerah dekat permukaan pipa. Begitu juga pada daerah tengah antara P16-P23 dan P31-P38 yang didominasi warna coklat muda hingga menuju pipa kritis (P24-P30), maka temperatur di daerah ini lebih kecil bila dibandingkan dengan daerah atasnya (daerah tengah antara P14-P16 dan P38-P40) yang berarti telah ada panas yang terserap sebelumnya. Kemudian untuk daerah

pipa baris pertama (P24-P30) kebawah, fenomena yang terjadi adalah degradasi warna secara bertahap. Pada bagian paling atas (P24-P30) sampai baris kedua, warna coklat kekuningan mendominasi disekitar pipa, tetapi di area dekat permukaan pipa konturnya berwarna biru yang menandakan terjadi perpindahan panas yang baik disekitarnya. Terlihat pada gambar 4.20, pada baris ketiga dan seterusnya sampai kebagian pipa paling bawah, degradasi warna di daerah antar pipa jelas terlihat, dimana hal tersebut menunjukkan panas secara bertahap telah terserap mulai dari bagian atas susunan pipa sampai kebagian paling bawah.

Dapat dilihat dari data hasil simulasi pada tabel 4.10, bahwa laju perpindahan panas total pada modifikasi susunan pipa 2 adalah sebesar 52246,813W. Nilai tersebut dapat dikatakan sama bila dibandingkan dengan laju perpindahan panas total pada modifikasi susunan pipa 1 (persentase penurunannya terhadap susunan pipa aktual hanya lebih rendah 0,4% dari modifikasi susunan pipa 1), sehingga persentase penurunan laju perpindahan panasnya terhadap laju perpindahan panas susunan pipa aktual sama dengan persentase penurunan laju perpindahan panas pada modifikasi susunan pipa 1.



Gambar 4.22. Detil Kontur Temperatur di Daerah Kritis Pada Modifikasi Susunan Pipa 2

Tabel 4.9. Data Hasil Simulasi Karakteristik Perpindahan Panas pada Modifikasi Susunan Pipa 2

Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Total Heat Transfer Rate (W)	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)
P14	0,0089	76,5744	133,6312	11,9
P15	0,0023	40,9357	71,4376	8,35
P16	0,011	72,9999	127,3933	12,15
P17	0,0018	35,817	62,5049	8,33
P18	0,0011	25,8887	45,1788	6,71
P19	0,0008	20,6303	36,0023	5,66
P20	0,0003	16,8274	29,3658	4,81
P21	0,0005	13,6952	23,8998	4,07
P22	0,001	12,2668	21,4069	3,85
P23	0,0022	11,6596	25,5827	4,71
P24	0,0069	98,9474	172,6748	15,88
P25	0,0106	126,3078	220,4218	18,64
P26	0,0203	153,4013	262,1678	20,72
P27	0,0269	155,2572	270,9418	20,64
P28	0,0193	148,9338	259,9067	20,54
P29	0,0106	123,8655	216,1597	18,1
P30	0,0067	96,5522	168,4948	15,54
P31	0,0024	14,1312	24,6606	4,55
P32	0,0011	12,4518	21,7298	3,88
P33	0,0005	14,121	24,6428	4,2
P34	0,0005	17,1539	29,9356	4,89
P35	0,0007	20,9017	36,4759	5,71
P36	0,0011	26,3434	45,9723	6,79
P37	0,0018	36,5306	63,7502	8,42
P38	0,0112	74,5379	130,0773	12,25
P39	0,0025	40,817	71,2304	8,3
P40	0,0088	77,4351	135,1332	11,98

Dengan demikian, dapat dikatakan bahwa modifikasi susunan pipa 2 ini lebih optimum bila dibandingkan dengan modifikasi susunan pipa 1. Hal tersebut berdasarkan analisa berikut (data komparasi dapat dilihat pada tabel 4.10):

1. Penurunan koefisien *drag* total pada modifikasi susunan pipa 2 terhadap susunan pipa aktual adalah 40,3%. Nilai tersebut jauh lebih besar bila dibandingkan dengan penurunan koefisien *drag* total pada modifikasi susunan pipa 1 yang hanya sebesar 25,6%, padahal penurunan laju perpindahan panasnya terhadap laju perpindahan panas susunan pipa aktual sama antara modifikasi susunan pipa 1 dan 2.
2. Nilai koefisien *drag* di jajaran pipa baris pertama untuk modifikasi susunan pipa 2 ini rata-rata lebih kecil bila dibandingkan dengan nilai koefisien *drag* di jajaran pipa kritis pada modifikasi susunan pipa 1, dengan demikian kerusakan pipa

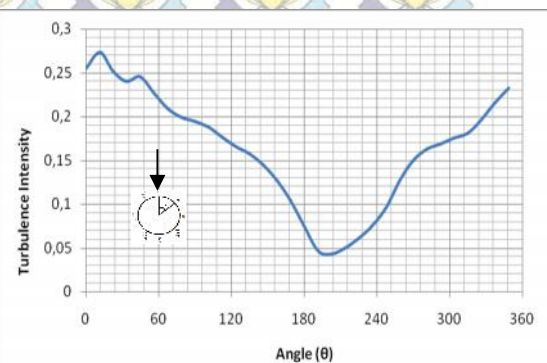
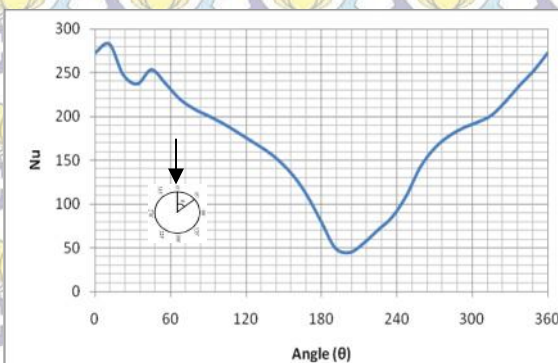
pada daerah kritis untuk modifikasi susunan pipa 2 ini lebih dapat diminimalisasi.

Tabel 4.10. Komparasi Hasil Simulasi untuk Parameter Perpindahan Panas Fluida pada Modifikasi Susunan Pipa 1 dan Modifikasi Susunan Pipa 2

AKTUAL					MODIFIKASI 1				
Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)	Total Heat Transfer Rate (W)	Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)	Total Heat Transfer Rate (W)
P21	0,0295	297,5602	22,77	170,5085	P20	0,0196	240,2542	18,45	137,6729
P22	0,0156	340,46	25,81	195,0909	P21	0,0113	298,3569	22,37	170,9675
P23	0,017	337,4005	25,69	193,3379	P22	0,0123	292,9143	22,04	167,8487
P24	0,0331	292,2409	22,57	167,4605	P23	0,0208	232,0196	17,96	132,9543
Kesehuruhan Pipa	4,922	-	-	54179,83	Kesehuruhan Pipa	3,66	-	-	51913,43

MODIFIKASI 2				
Nomor Pipa	Total Drag Coefficient	Surface Nusselt Number	Intensitas Turbulensi (%)	Total Heat Transfer Rate (W)
P24	0,0069	172,6748	15,88	98,9474
P25	0,0106	220,4218	18,64	126,3078
P26	0,0203	262,4678	20,72	153,4013
P27	0,0269	270,9418	20,64	155,2572
P28	0,0193	259,9067	20,54	148,9338
P29	0,0106	216,1597	18,4	123,8655
P30	0,0067	168,4948	15,54	96,5522
Kesehuruhan Pipa	2,871	-	-	52246,813

B. Distribusi Local Nusselt Number



Grafik 4.20. Distribusi Local Nusselt Number Pipa 24 Pada Modifikasi Susunan Pipa 2

Grafik 4.21. Intensitas Turbulensi di Sekitar Pipa 24 Pada Modifikasi Susunan Pipa 2

Untuk distribusi *local Nusselt number*, pada modifikasi susunan pipa 2 ini dipilih salah satu pipa yang ada di baris pertama segitiga kritis yaitu pipa P24 (letaknya dapat dilihat pada gambar 4.14). Analisa pipa P24 tidak dapat dibandingkan dengan analisa distribusi Nu di pipa kritis pada susunan pipa aktual maupun pada modifikasi susunan pipa 1 karena bukan pipa yang sama.

Trend grafik distribusi Nu pada P24 (grafik 4.20) juga hampir sama dengan *trend* grafik hasil penelitian terdahulu yaitu penelitian yang dilakukan oleh Raouf dkk. (grafik 4.10).

Berdasarkan grafik 4.20, penebalan lapisan batas laminar terjadi sangat cepat hingga sudut $33,75^\circ$ (nilai Nu lokal minimum pertama). Pada titik minimum pertama tersebut aliran fluida mulai mengalami transisi menuju lapisan batas turbulen. Fase transisi ini ditandai dengan meningkatnya nilai Nu hingga lapisan batas turbulen terbentuk pada sudut 45° (nilai Nu maksimum). Setelah itu, Nu lokal mulai mengalami penurunan karena penebalan lapisan batas turbulen yang kemudian diikuti dengan terjadinya deselerasi hingga mencapai nilai minimum kedua pada sudut 195° , dimana pada titik tersebut terjadi separasi pada lapisan batas turbulen. Daerah *wake* terbentuk sangat kecil (hampir tidak nampak) pada distribusi Nu lokal P24 ini karena bila dilihat mulai dari titik stagnasinya, di sebelah kanan bawah pipa ada pengaruh dari pipa baris kedua yang jaraknya cukup dekat dengan P24 yang membuat akselerasi aliran sehingga titik separasi lebih tertunda kebelakang. Sedangkan pada bagian kiri atas pipa, terdapat aliran fluida *freestream* (karena melewati daerah pipa dengan jarak transversal yang lebar) yang langsung mengalir kebawah sehingga momentumnya cukup besar yang membuat titik separasinya juga lebih tertunda. Hal tersebut yang membuat daerah *wake* menjadi sangat sempit sehingga sehingga tidak tampak jelas pada grafik distribusi Nu lokal P24 ini.

Bila dikaitkan dengan distribusi C_P lokal pada pipa yang sama, dimana C_P maksimumnya berada pada posisi 30° yang merupakan titik stagnasi, pada distribusi Nu lokal ini posisi nilai Nu maksimum tidak sama dengan posisi nilai C_P maksimumnya. Hal tersebut dapat terjadi karena pengaruh intensitas turbulensi, dimana perpindahan panas yang melewati berkas pipa (*tube bundle*) sebagian besar bergantung pada pola aliran serta derajat turbulensinya^[5]. Hal ini juga sesuai dengan grafik 4.21 yang merupakan grafik distribusi intensitas turbulensi aliran disekitar pipa P24 yang menunjukkan *trend* yang sama dengan grafik distribusi Nu lokalnya (grafik 4.20).

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

1. Nilai Koefisien *Drag* (C_D) pada P21 dan P22 pada susunan pipa aktual berturut-turut adalah sebesar 0,0295 dan 0,0156 sedangkan di posisi pipa yang sama pada modifikasi susunan pipa 1 yaitu P20 dan P21, nilai C_D berturut-turut adalah sebesar 0,0196 dan 0,0113. Dengan demikian terdapat penurunan C_D pada pipa baris pertama sebesar 33,6% dan pipa baris kedua sebesar 27,6% yang berarti berkurangnya gaya *drag* pada pipa kritis, sehingga kerusakan pipa pada daerah tersebut dapat diminimalisasi.
2. C_D total pada modifikasi susunan pipa 1 adalah sebesar 3,66. Sehingga bila dibandingkan dengan C_D total pada susunan pipa aktual yaitu sebesar 4,922, C_D total pada modifikasi susunan pipa 1 ini mengalami penurunan sebanyak 25,6%.
3. Nilai C_D pada jajaran pipa baris pertama pada modifikasi susunan pipa 2 yaitu P24-P30 berturut-turut adalah 0,0069; 0,0106; 0,0203; 0,0269; 0,0193; 0,0106; 0,0067. Dimana nilai tersebut rata-rata lebih besar jika dibandingkan dengan nilai C_D di jajaran pipa kritis pada modifikasi susunan pipa 1 tetapi masih lebih kecil bila dibandingkan dengan nilai C_D di jajaran pipa kritis pada susunan pipa aktual.
4. C_D total pada modifikasi susunan pipa 2 adalah sebesar 2,94 yang berarti mengalami penurunan hingga 40,3% dari nilai C_D total pada susunan pipa aktual.
5. Nilai Nu lokal untuk P20 (mewakili pipa baris pertama) turun sebesar 19,3% bila dibandingkan dengan kondisi aktual (nilai Nu P21 (aktual) adalah sebesar 297,56 dan nilai Nu pada P20 adalah sebesar 240,254). Sedangkan untuk P21 (mewakili pipa baris kedua), nilai Nu lokal turun sebesar 12,4% bila dibandingkan dengan kondisi aktual (nilai Nu P22 (aktual) adalah sebesar 340,46 dan nilai Nu pada P21 adalah sebesar 298,357).

6. Untuk laju perpindahan panas total, pada modifikasi susunan pipa 1 nilainya adalah 51913,43W, dimana terjadi penurunan sebesar 4% bila dibandingkan dengan nilai laju perpindahan panas total pada susunan pipa aktual yang nilainya sebesar 54179,83W.
7. Laju perpindahan panas total pada modifikasi susunan pipa 2 adalah sebesar 52246,813W. Nilai tersebut dapat dikatakan sama bila dibandingkan dengan laju perpindahan panas total pada modifikasi susunan pipa 1 (persentase penurunannya terhadap susunan pipa aktual hanya lebih rendah 0,4% dari modifikasi susunan pipa 1).
8. Dapat dikatakan bahwa modifikasi susunan pipa 2 ini lebih optimum bila dibandingkan dengan modifikasi susunan pipa 1, karena:
 - Penurunan koefisien *drag* total pada modifikasi susunan pipa 2 terhadap susunan pipa aktual adalah 40,3%. Nilai tersebut jauh lebih besar bila dibandingkan dengan penurunan koefisien *drag* total pada modifikasi susunan pipa 1 yang hanya sebesar 25,6%, padahal penurunan laju perpindahan panasnya terhadap laju perpindahan panas susunan pipa aktual sama antara modifikasi susunan pipa 1 dan 2.
 - Nilai koefisien *drag* di jajaran pipa baris pertama untuk modifikasi susunan pipa 2 ini rata-rata lebih kecil bila dibandingkan dengan nilai koefisien *drag* di jajaran pipa kritis pada modifikasi susunan pipa 1, dengan demikian kerusakan pipa pada daerah kritis untuk modifikasi susunan pipa 2 ini lebih dapat diminimalisasi.

5.2. Saran

1. Untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat, sebaiknya menggunakan *meshing* tipe *Quad* untuk daerah dekat dengan pipa, sedangkan untuk daerah yang jauh dengan pipa dapat tetap menggunakan *meshing* tipe *Tri*.
2. Sebaiknya pemodelan ini disimulasikan secara 3 dimensi (3D) dan fluida kerja dibuat kondisi *multiphase* sesuai kondisi aktualnya untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat.
3. Untuk dapat mengetahui perubahan yang lebih optimum pada karakteristik aliran dan perpindahan panas yaitu mendapatkan perpindahan panas yang

lebih tinggi dengan kerugian tekanan yang lebih rendah, perlu penelitian lebih lanjut bukan hanya pada perubahan konfigurasi pipa tetapi juga dengan pengembangan dimensi pipa yang berbeda.

4. Penelitian lebih lanjut mengenai perubahan konfigurasi pipa yang lebih optimum maupun perubahan dimensi pada pipa, sebaiknya dilengkapi dengan perhitungan biaya dan memperhatikan faktor teknisnya agar modifikasi tersebut lebih mudah diaplikasikan di Unit Pembangkit listrik.